

日 本 国 特 許 庁  
JAPAN PATENT OFFICE

J1040 U.S. PRO  
10/084385



別紙添付の書類に記載されている事項は下記の出願書類に記載されている事項と同一であることを証明する。

This is to certify that the annexed is a true copy of the following application as filed with this Office

出 願 年 月 日

Date of Application:

2001年 6月19日

出 願 番 号

Application Number:

特願2001-184205

出 願 人

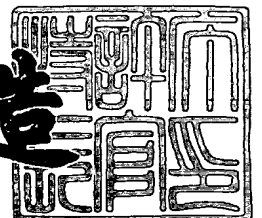
Applicant(s):

株式会社日立製作所

2001年11月30日

特 許 庁 長 官  
Commissioner,  
Japan Patent Office

及 川 耕 造



出証番号 出証特2001-3104852

【書類名】 特許願

【整理番号】 1101012061

【あて先】 特許庁長官 殿

【国際特許分類】 F16H 61/04

【発明の名称】 自動車の動力伝達装置

【請求項の数】 9

【発明者】

【住所又は居所】 茨城県日立市大みか町七丁目1番1号  
株式会社 日立製作所 日立研究所内

【氏名】 坂本 博史

【発明者】

【住所又は居所】 茨城県日立市大みか町七丁目1番1号  
株式会社 日立製作所 日立研究所内

【氏名】 箕輪 利通

【発明者】

【住所又は居所】 茨城県日立市大みか町七丁目1番1号  
株式会社 日立製作所 日立研究所内

【氏名】 岡田 隆

【発明者】

【住所又は居所】 茨城県日立市大みか町七丁目1番1号  
株式会社 日立製作所 日立研究所内

【氏名】 萱野 光男

【発明者】

【住所又は居所】 茨城県日立市大みか町七丁目1番1号  
株式会社 日立製作所 日立研究所内

【氏名】 越智 辰哉

【発明者】

【住所又は居所】 茨城県ひたちなか市大字高場2520番地  
株式会社 日立製作所 自動車機器グループ内

【氏名】 黒岩 弘

【発明者】

【住所又は居所】 茨城県ひたちなか市大字高場2520番地  
株式会社 日立製作所 自動車機器グループ内

【氏名】 射場本 正彦

【特許出願人】

【識別番号】 000005108

【氏名又は名称】 株式会社 日立製作所

【代理人】

【識別番号】 100075096

【弁理士】

【氏名又は名称】 作田 康夫

【電話番号】 03-3212-1111

【手数料の表示】

【予納台帳番号】 013088

【納付金額】 21,000円

【提出物件の目録】

【物件名】 明細書 1

【物件名】 図面 1

【物件名】 要約書 1

【ブルーフの要否】 要

【書類名】 明細書

【発明の名称】 自動車の動力伝達装置

【特許請求の範囲】

【請求項1】

(a) エンジンと、

(b 1) 前記エンジンから第1摩擦クラッチを介して動力が伝達される第1入力軸と、(b 2) 前記エンジンから第2摩擦クラッチを介して動力が伝達される第2入力軸と、(b 3) 前記第1入力軸と出力軸との間および前記第2入力軸と出力軸との間に設けられた複数の歯車列と、(b 4) 前記歯車列に設けられた噛み合いクラッチと、を有する歯車式変速機と、

(c) 前記第1入力軸に接続された第1モータと、

(d) 前記第2入力軸に接続された第2モータと、

を備えた自動車の動力伝達装置であって、

前記噛み合いクラッチにより前記歯車列を切り換えて変速を行う際、前記出力軸のトルク低下分を補正するように前記第1モータ乃至前記第2モータの何れかを駆動する自動車の動力伝達装置。

【請求項2】

(a) エンジンと、

(b 1) 前記エンジンから第1摩擦クラッチを介して動力が伝達される第1入力軸と、(b 2) 前記エンジンから第2摩擦クラッチを介して動力が伝達される第2入力軸と、(b 3) 前記第1入力軸と出力軸との間および前記第2入力軸と出力軸との間に設けられた複数の歯車列と、(b 4) 前記歯車列に設けられた噛み合いクラッチと、を有する歯車式変速機と、

(c) 前記第1入力軸に接続された第1モータと、

(d) 前記第2入力軸に接続された第2モータと、

を備えた自動車の動力伝達装置であって、

前記第1摩擦クラッチと前記第2摩擦クラッチの切り換えにより変速を行う際、前記出力軸のトルク変動を抑制するように前記第1モータ乃至前記第2モータの何れかを駆動する自動車の動力伝達装置。

【請求項3】

請求項1乃至2記載の何れかの自動車の動力伝達装置であって、

前記噛み合いクラッチにより前記歯車列を切り換える際、前記第1入力軸乃至前記第2入力軸の何れかの回転数を制御して前記噛み合いクラッチの摩耗を軽減するように前記第1モータ乃至前記第2モータの何れかを駆動する自動車の動力伝達装置。

【請求項4】

(a) エンジンと、

(b1) 前記エンジンから第1摩擦クラッチを介して動力が伝達される第1入力軸と、(b2) 前記エンジンから第2摩擦クラッチを介して動力が伝達される第2入力軸と、(b3) 前記第1入力軸と出力軸との間および前記第2入力軸と出力軸との間に設けられた複数の歯車列と、(b4) 前記歯車列に設けられた噛み合いクラッチと、を有する歯車式変速機と、

(c) 前記第1入力軸に接続された第1モータと、

(d) 前記第2入力軸に接続された第2モータと、

(e) 前記第1モータ乃至前記第2モータの何れかの発電出力により充電されるバッテリーと、

を備えた自動車の動力伝達装置であって、

前記バッテリーの放電出力により前記第1モータ乃至前記第2モータの何れかを駆動して走行する自動車の動力伝達装置。

【請求項5】

(a) エンジンと、

(b1) 前記エンジンから第1摩擦クラッチを介して動力が伝達される第1入力軸と、(b2) 前記エンジンから第2摩擦クラッチを介して動力が伝達される第2入力軸と、(b3) 前記第1入力軸と出力軸との間および前記第2入力軸と出力軸との間に設けられた複数の歯車列と、(b4) 前記歯車列に設けられた噛み合いクラッチと、を有する歯車式変速機と、

(c) 前記第1入力軸に接続された第1モータと、

(d) 前記第2入力軸に接続された第2モータと、

(e) 前記第1モータ乃至前記第2モータの何れかの発電出力により充電されるバッテリーと、

を備えた自動車の動力伝達装置であって、

前記エンジンの駆動力で走行中に、前記エンジンの動力の一部により前記第1モータ乃至前記第2モータの何れかを駆動して発電を行い、前記発電により得られた発電出力により前記バッテリーの充電を行う自動車の動力伝達装置。

【請求項6】

(a) エンジンと、

(b1) 前記エンジンから第1摩擦クラッチを介して動力が伝達される第1入力軸と、(b2) 前記エンジンから第2摩擦クラッチを介して動力が伝達される第2入力軸と、(b3) 前記第1入力軸と出力軸との間および前記第2入力軸と出力軸との間に設けられた複数の歯車列と、(b4) 前記歯車列に設けられた噛み合いクラッチと、を有する歯車式変速機と、

(c) 前記第1入力軸に接続された第1モータと、

(d) 前記第2入力軸に接続された第2モータと、

(e) 前記第1モータ乃至前記第2モータの何れかの発電出力により充電されるバッテリーと、

を備えた自動車の動力伝達装置であって、

車両が停止し、かつ前記バッテリーの残存容量が所定値よりも小さいとき、前記エンジンにより前記第1モータ乃至前記第2モータの何れかを駆動して発電を行い、前記発電により得られた発電出力により前記バッテリーの充電を行う自動車の動力伝達装置。

【請求項7】

(a) エンジンと、

(b1) 前記エンジンから第1摩擦クラッチを介して動力が伝達される第1入力軸と、(b2) 前記エンジンから第2摩擦クラッチを介して動力が伝達される第2入力軸と、(b3) 前記第1入力軸と出力軸との間および前記第2入力軸と出力軸との間に設けられた複数の歯車列と、(b4) 前記歯車列に設けられた噛み合いクラッチと、を有する歯車式変速機と、

(c) 前記第1入力軸に接続された第1モータと、  
 (d) 前記第2入力軸に接続された第2モータと、  
 を備えた自動車の動力伝達装置であって、

前記エンジンにより前記第1モータ乃至前記第2モータの何れか一方のモータを駆動して発電を行い、前記発電により得られた発電出力により他方のモータを駆動して走行する自動車の動力伝達装置。

【請求項8】

(a) エンジンと、  
 (b1) 前記エンジンから第1摩擦クラッチを介して動力が伝達される第1入力軸と、(b2) 前記エンジンから第2摩擦クラッチを介して動力が伝達される第2入力軸と、(b3) 前記第1入力軸と出力軸との間および前記第2入力軸と出力軸との間に設けられた複数の歯車列と、(b4) 前記歯車列に設けられた噛み合いクラッチと、を有する歯車式変速機と、

(c) 前記第1入力軸に接続された第1モータと、  
 (d) 前記第2入力軸に接続された第2モータと、  
 (e) 前記第1モータ乃至前記第2モータの何れかの発電出力により充電されるバッテリーと、  
 を備えた自動車の動力伝達装置であって、

前記エンジンの駆動力で走行中に、前記バッテリーの放電出力により前記第1モータ乃至前記第2モータの何れかを駆動して前記エンジンの駆動力をアシストする自動車の動力伝達装置。

【請求項9】

(a) エンジンと、  
 (b1) 前記エンジンから第1摩擦クラッチを介して動力が伝達される第1入力軸と、(b2) 前記エンジンから第2摩擦クラッチを介して動力が伝達される第2入力軸と、(b3) 前記第1入力軸と出力軸との間および前記第2入力軸と出力軸との間に設けられた複数の歯車列と、(b4) 前記歯車列に設けられた噛み合いクラッチと、を有する歯車式変速機と、

(c) 前記第1入力軸に接続された第1モータと、

(d) 前記第 2 入力軸に接続された第 2 モータと、  
を備えた自動車の動力伝達装置であって、

前記エンジンの駆動力で走行中に、前記エンジンの動力の一部により前記第 1  
モータ乃至前記第 2 モータの何れか一方のモータを駆動して発電を行い、前記発  
電により得られた発電出力により他方のモータを駆動して前記エンジンの駆動力  
をアシストする自動車の動力伝達装置。

【発明の詳細な説明】

【0001】

【発明の属する技術分野】

本発明は、エンジン、モータおよび歯車式変速機から成る動力伝達系の構造に  
関し、動力伝達系の小型、軽量化による燃費低減と運転性能の両立を図る自動車  
の動力伝達装置に関するものである。

【0002】

【従来の技術】

動力伝達系の伝達効率向上を図り、かつ運転性能の向上を図る動力伝達装置を  
用いた公知例として特開平 1 1-3 1 3 4 0 4 号公報に記載されたものがある。

【0003】

この公報には、歯車式変速機の入力軸に発電機が接続され、かつ出力軸にモー  
タが接続される自動車の動力伝達装置が記載されている。前記動力伝達装置では  
、エンジン、発電機、モータおよび歯車式変速機の総合制御により種々の運転モ  
ードが実現できるため、燃費低減が図れる。また、噛み合いクラッチにより歯車  
列を切り換えて変速を行う際、前記モータにより歯車列切り換え時の駆動力低下  
分を補正することが可能となるため、運転性能の向上が図れる。

【0004】

【発明が解決しようとする課題】

前記動力伝達装置では、運転者が要求する加減速感を満足させつつ、エンジン  
およびモータを高効率域で運転するようにエンジン、モータおよび発電機を総合  
制御し、燃費低減を図る必要がある。そのため歯車式変速機の出軸にモータが  
接続され、前記モータにより変速中の駆動力低下分を補正する構成となっている



## 【0005】

しかし、前記動力伝達装置のような構成では、変速中に要求される前記モータのトルクが大きくなるため、モータの大型化が避けられず燃費低減が困難であった。

## 【0006】

上記に鑑み本発明は、種々の運転モードを実現し、かつ前記モータの小型化により、動力伝達装置の小型、軽量化による燃費低減と運転性能の両立を図ることを課題とする。

## 【0007】

## 【課題を解決するための手段】

上記課題は、(a) エンジンと、(b 1) 前記エンジンから第1摩擦クラッチを介して動力が伝達される第1入力軸と、(b 2) 前記エンジンから第2摩擦クラッチを介して動力が伝達される第2入力軸と、(b 3) 前記第1入力軸と出力軸との間および前記第2入力軸と出力軸との間に設けられた複数の歯車列と、

(b 4) 前記歯車列に設けられた噛み合いクラッチと、を有する歯車式変速機と、(c) 前記第1入力軸に接続された第1モータと、(d) 前記第2入力軸に接続された第2モータと、を備えた自動車の動力伝達装置であって、前記噛み合いクラッチにより前記歯車列を切り換えて変速を行う際、前記出力軸のトルク低下分を補正するように前記第1モータ乃至前記第2モータの何れかを駆動する自動車の動力伝達装置により解決される。

## 【0008】

また、(a) エンジンと、(b 1) 前記エンジンから第1摩擦クラッチを介して動力が伝達される第1入力軸と、(b 2) 前記エンジンから第2摩擦クラッチを介して動力が伝達される第2入力軸と、(b 3) 前記第1入力軸と出力軸との間および前記第2入力軸と出力軸との間に設けられた複数の歯車列と、(b 4) 前記歯車列に設けられた噛み合いクラッチと、を有する歯車式変速機と、(c) 前記第1入力軸に接続された第1モータと、(d) 前記第2入力軸に接続された第2モータと、を備えた自動車の動力伝達装置であって、前記第1摩擦クラッチ

と前記第 2 摩擦クラッチの切り換えにより変速を行う際、前記出力軸のトルク変動を抑制するように前記第 1 モータ乃至前記第 2 モータの何れかを駆動する自動車の動力伝達装置により解決される。

## 【 0 0 0 9 】

好ましくは、前記噛み合いクラッチにより前記歯車列を切り換える際、前記第 1 入力軸乃至前記第 2 入力軸の何れかの回転数を制御して前記噛み合いクラッチの摩耗を軽減するように前記第 1 モータ乃至前記第 2 モータの何れかを駆動する自動車の動力伝達装置である。

## 【 0 0 1 0 】

## 【発明の実施の形態】

以下、本発明の実施形態を図面に基づき詳細に説明する。

## 【 0 0 1 1 】

図 1 は本発明の一実施形態に係る自動車システムの構成である。

## 【 0 0 1 2 】

エンジン 1 では吸気管（図示せず）に設けられた電子制御スロットル 4 3 により吸入空気量が制御され、前記空気量に見合う燃料量が燃料噴射装置（図示せず）から噴射される。また、前記空気量および燃料量から決定される空燃比、エンジン回転数センサ 4 4 から計測されるエンジン回転数  $N_e$  などの信号から点火時期が決定され、点火装置（図示せず）により点火される。前記燃料噴射装置には燃料が吸気ポートに噴射される吸気ポート噴射方式あるいはシリンダ内に直接噴射される筒内噴射方式があるが、エンジンに要求される運転域（エンジントルク、エンジン回転数により決定される領域）を比較して燃費が低減でき、かつ排気性能が良い方式のエンジンを選択することが望ましい。

## 【 0 0 1 3 】

エンジン出力軸 1 9 にはギア 2 0 が前記エンジン出力軸 1 9 と一体回転するように取付けられており、ギア 2 1、ギア 2 2 はそれぞれギア 2 0 と常時噛合している。それぞれの歯車列（ギア 2 0 とギア 2 1、ギア 2 0 とギア 2 2）のギア比は 1 と仮定する。また、前記エンジン出力軸 1 9 と歯車式変速機 1 0 0 の第 1 入力軸 2 3 の間には第 1 摩擦クラッチ 2 5 を設け、エンジン 1 の動力を第 1 入力軸

23に伝達可能にする。前記第1摩擦クラッチ25には湿式多板方式のものを用い、前記第1摩擦クラッチ25の押付け力の制御には油圧やモータなどで駆動するアクチュエータを使用し、前記第1摩擦クラッチ25の押付け力を調節することによって前記エンジン出力軸19から前記第1入力軸23へ伝達されるトルクを調整することができる。同様に、前記エンジン出力軸19と歯車式変速機100の第2入力軸24の間には第2摩擦クラッチ26を設け、エンジン1の動力を第2入力軸24に伝達可能にする。前記第2摩擦クラッチ26には湿式多板方式のものを用い、前記第2摩擦クラッチ26の押付け力の制御には油圧やモータなどで駆動するアクチュエータを使用し、前記第2摩擦クラッチ26の押付け力を調節することによって前記エンジン出力軸19から前記第2入力軸24へ伝達されるトルクを調整することができる。なお、前記第1摩擦クラッチ25および前記第2摩擦クラッチ26には湿式多板方式の他に乾式単板クラッチや乾式多板クラッチ、電磁クラッチなどすべての摩擦クラッチを適用することができ、前記電磁クラッチを適用した場合のクラッチの押付け力の制御には電磁力で駆動するアクチュエータを使用する。

## 【0014】

前記第1入力軸23には、第1モータ29と、噛み合い歯車5とシンクロナイザ4を備えたギア31と、噛み合い歯車11とシンクロナイザ10を備えたギア35と、噛み合い歯車13とシンクロナイザ12を備えたギア39と、前記第1入力軸23とギア31とを直結するハブスリーブ3と、前記第1入力軸23とギア35あるいはギア39とを直結するハブスリーブ9が前記第1入力軸23に対し回転自在に取付けられている。ギア31、ギア35およびギア39には前記第1入力軸23の軸方向に移動しないようストッパー（図示せず）を設けている。また、前記ハブスリーブ3およびハブスリーブ9の内側には前記第1入力軸23の複数の溝（図示せず）と噛み合う溝（図示せず）を設けることにより、前記ハブスリーブ3およびハブスリーブ9は、前記第1入力軸23の軸方向には相対移動を可能にするが、回転方向への移動は制限するように第1入力軸23に係合している。したがって、前記第1入力軸23のトルクは前記ハブスリーブ3およびハブスリーブ9に伝達される。

## 【0015】

前記ハブスリーブ3からのトルクをギア31に伝達するためには、前記ハブスリーブ3を前記第1入力軸23の軸方向に移動させ、シンクロナイザ4，噛み合い歯車5を介して前記ハブスリーブ3とギア31とを直結する必要がある。同様に、前記ハブスリーブ9からのトルクをギア35あるいはギア39に伝達するためには、前記ハブスリーブ9を前記第1入力軸23の軸方向に移動させ、シンクロナイザ10，噛み合い歯車11あるいはシンクロナイザ12，噛み合い歯車13を介して前記ハブスリーブ9とギア35あるいはギア39とを直結する必要がある。前記ハブスリーブ3およびハブスリーブ9の移動には、油圧やモータで駆動するアクチュエータを用いる。前記ハブスリーブ3は、前記第1入力軸23の回転数 $N_{i1}$ 検出器としても利用し、センサ45によってハブスリーブ3の回転を検出することにより第1入力軸23の回転数を検出可能にする。

## 【0016】

前記第2入力軸24には、第2モータ30と、噛み合い歯車8とシンクロナイザ7を備えたギア33と、噛み合い歯車16とシンクロナイザ15を備えたギア37と、噛み合い歯車18とシンクロナイザ17を備えたギア41と、前記第2入力軸24とギア33とを直結するハブスリーブ6と、前記第2入力軸24とギア37あるいはギア41とを直結するハブスリーブ14が前記第2入力軸24に対し回転自在に取付けられている。ギア33，ギア37およびギア41には前記第2入力軸24の軸方向に移動しないようストッパー（図示せず）を設けている。また、前記ハブスリーブ6およびハブスリーブ14の内側には前記第2入力軸24の複数の溝（図示せず）と噛み合う溝（図示せず）を設けることにより、前記ハブスリーブ6およびハブスリーブ14は、前記第2入力軸24の軸方向には相対移動を可能にするが、回転方向への移動は制限するように第2入力軸24に係合している。したがって、前記第2入力軸24のトルクは前記ハブスリーブ6およびハブスリーブ14に伝達される。

## 【0017】

前記ハブスリーブ6からのトルクをギア33に伝達するためには、前記ハブスリーブ6を前記第2入力軸24の軸方向に移動させ、シンクロナイザ7，噛み合

い歯車 8 を介して前記ハブスリーブ 6 とギア 3 3 とを直結する必要がある。同様に、前記ハブスリーブ 1 4 からのトルクをギア 3 7 あるいはギア 4 1 に伝達するためには、前記ハブスリーブ 1 4 を前記第 2 入力軸 2 4 の軸方向に移動させ、シンクロナイザ 1 5、噛み合い歯車 1 6 あるいはシンクロナイザ 1 7、噛み合い歯車 1 8 を介して前記ハブスリーブ 1 4 とギア 3 7 あるいはギア 4 1 とを直結する必要がある。前記ハブスリーブ 6 およびハブスリーブ 1 4 の移動には、油圧やモータで駆動するアクチュエータを用いる。前記ハブスリーブ 1 4 は、前記第 2 入力軸 2 4 の回転数  $N_{i2}$  検出器としても利用し、センサ 4 6 によってハブスリーブ 1 4 の回転を検出することにより第 2 入力軸 2 4 の回転数を検出可能にする。

## 【 0 0 1 8 】

これらハブスリーブと、噛み合い歯車およびシンクロナイザから成るトルク伝達手段としての噛み合いクラッチ機構をドッグクラッチと称し、これらの機構は前記第 1 入力軸 2 3 および前記第 2 入力軸 2 4 のトルクを高効率で出力軸 2 7 に伝達することを可能にして燃費低減を支援する。

## 【 0 0 1 9 】

前記出力軸 2 7 には、ギア 3 2、ギア 3 4、ギア 3 6、およびギア 3 8、ギア 4 0、ギア 4 2 が前記出力軸 2 7 と一体回転するよう取付けられており、それぞれギア 3 1、ギア 3 3、ギア 3 5、およびギア 3 7、ギア 3 9、ギア 4 1 と常時噛み合している。前記ギア 4 2 は前記出力軸 2 7 の回転数  $N_o$  検出器としても利用し、センサ 4 7 によってギア 4 2 の回転を検出することにより出力軸 2 7 の回転数を検出可能にする。また前記出力軸 2 7 には差動装置 2 8 が接続されており、前記出力軸 2 7 のトルクは差動装置 2 8、車両駆動軸 2 を介してタイヤ 4 8 まで伝達される。

## 【 0 0 2 0 】

図 1 に示す本発明の実施例ではギア 3 1、ギア 3 2 から成る歯車列を 1 速、ギア 3 3、ギア 3 4 から成る歯車列を 2 速、ギア 3 5、ギア 3 6 から成る歯車列を 3 速、ギア 3 7、ギア 3 8 から成る歯車列を 4 速、ギア 3 9、ギア 4 0 から成る歯車列を 5 速、ギア 4 1、ギア 4 2 から成る歯車列を 6 速の変速段とする。

## 【 0 0 2 1 】

また、図 1 に示す本発明の実施例では、前記第 2 摩擦クラッチ 2 6 のアクチュエータに、ラック 6 1、ラック 6 1 と第 2 摩擦クラッチ 2 6 を接続するクラッチレバー 5 6、ラック 6 1 と噛み合う小歯車 5 9 およびステッピングモータ 5 3 から成るリニアアクチュエータが用いられている。前記ステッピングモータ 5 3 は、予め設定されたステップ数により回転角度が認識できるため、前記ラック 6 1 の移動距離、すなわち前記第 2 摩擦クラッチ 2 6 のストロークが計測でき、前記第 2 摩擦クラッチ 2 6 の伝達トルクを高精度に予測することが可能である。また、前述のアクチュエータ機構は第 1 摩擦クラッチ 2 5 のアクチュエータ（図示せず）としても適用される。

## 【 0 0 2 2 】

一方、前記ハブスリーブ 6 の移動には、ラック 6 2、ラック 6 2 と噛み合う小歯車 6 0 および直流モータ（1） 5 4 から成るリニアアクチュエータが用いられている。また、前記ハブスリーブ 6 の外周部は前記第 2 入力軸 2 4 の回転方向にはフリーになっており、前記ハブスリーブ 6 の回転に対して回転しないレバー 5 7 が設けられている。前記直流モータ（1） 5 4 は電流あるいは電圧によりトルクを制御する仕様となっており、前記ハブスリーブ 6 が軸方向へ移動する際の加速度を制御することが可能な構成となっている。また、前述のアクチュエータ機構は前記ハブスリーブ 3 のアクチュエータ（図示せず）にも適用される。

## 【 0 0 2 3 】

同様に、前記ハブスリーブ 1 4 の移動には、ラック 6 3、ラック 6 3 と噛み合う小歯車 6 1 および直流モータ（2） 5 5 から成るリニアアクチュエータが用いられている。また、前記ハブスリーブ 1 4 の外周部は前記第 2 入力軸 2 4 の回転方向にはフリーになっており、前記ハブスリーブ 1 4 の回転に対して回転しないレバー 5 8 が設けられている。前記直流モータ（2） 5 5 は電流あるいは電圧によりトルクを制御する仕様となっており、前記ハブスリーブ 1 4 が軸方向へ移動する際の加速度を制御することが可能な構成となっている。また、前述のアクチュエータ機構は前記ハブスリーブ 9 のアクチュエータ（図示せず）にも適用される。

## 【 0 0 2 4 】

次に、前記エンジン 1，前記第 1 モータ 2 9，前記第 2 モータ 3 0 および前記歯車式変速機 1 0 0 の制御装置について図 2 の制御ブロック図、図 3 の目標駆動軸トルク特性および図 4 の変速指令特性を用いて説明する。

【 0 0 2 5 】

まず、図 1 のパワートレイン制御ユニット 5 0 には、アクセルペダル踏込量  $\alpha$ ，ブレーキ踏力  $\beta$ ，シフトレバー位置  $I_i$ ，バッテリー 4 9 から検出されたバッテリー容量  $V_b$ ，エンジン回転数センサ 4 4 から検出されたエンジン回転数  $N_e$ ，センサ 4 5 から検出された第 1 入力軸の回転数  $N_{i1}$ ，センサ 4 6 から検出された第 2 入力軸の回転数  $N_{i2}$  およびセンサ 4 7 から検出された出力軸回転数  $N_o$  が入力される。そして、前記パワートレイン制御ユニット 5 0 では前記エンジン 1 のトルクが演算され、通信手段である LAN によりエンジン制御ユニット 5 1 に送信される。前記エンジン制御ユニット 5 1 では、送信された前記エンジン 1 のトルクを達成するスロットルバルブ開度，燃料量および点火時期が演算され、それぞれのアクチュエータが制御される。前記モータ制御ユニット 5 2 では前記第 1 モータ 2 9 および前記第 2 モータ 3 0 から得られた電力をバッテリー 4 9 に充電したり、前記第 1 モータ 2 9，前記第 2 モータ 3 0，前記ステッピングモータ 5 3，前記直流モータ (1) 5 4 および前記直流モータ (2) 5 5 などを駆動するため前記バッテリー 4 9 から電力を供給したりする。図 2 において、前記パワートレイン制御ユニット 5 0 では、まず、処理 2 0 1 で、出力軸回転数  $N_o$  から車速  $V_{sp}$  が関数  $f$  により演算される。次に、処理 2 0 2 では、前記車速  $V_{sp}$ ，アクセルペダル踏込量  $\alpha$ ，ブレーキ踏力  $\beta$ ，シフトレバー位置  $I_i$  から運転者が意図する目標駆動軸トルク  $TTqOut$  が演算される。そして、処理 2 0 3 で前記目標駆動軸トルク  $TTqOut$  と前記車速  $V_{sp}$  から変速指令  $S_s$  が演算され、所定の変速段が選択される。最後に処理 2 0 4 で前記目標駆動軸トルク  $TTqOut$ ，前記車速  $V_{sp}$ ，バッテリー容量  $V_b$ ，エンジン回転数  $N_e$ ，第 1 入力軸回転数  $N_{i1}$  および第 2 入力軸回転数  $N_{i2}$  から各アクチュエータのトルク（エンジントルク  $T_e$ ，第 1 モータのトルク  $T_{m1}$ ，第 2 モータのトルク  $T_{m2}$ ，各直流モータのトルク）および各ステッピングモータのステップ数が演算され出力される。

## 【 0 0 2 6 】

図 3 は目標駆動軸トルク特性を示しており、横軸は車速  $V_{sp}$ 、縦軸は目標駆動軸トルク  $TTq_{Out}$  である。前記 2 つの軸の交点より上側を前記目標駆動軸トルク  $TTq_{Out}$  の正方向とし、下側を負方向とする。また、前記交点より右側が前進、左側が後退を表す。実線が前記アクセルペダル踏込量  $\alpha$ 、点線がブレーキ踏力  $\beta$  である。前記アクセルペダル踏込量  $\alpha$ （%表示）が大きいほど運転者は大きな加速感を要求するため前記目標駆動軸トルク  $TTq_{Out}$  が大きくなる。ここで、後退の場合は、前進走行ほど車速を上昇させる必要がないため、前記目標駆動軸トルク  $TTq_{Out}$  が小さくなっている。前記ブレーキ踏力  $\beta$  は図 3 の下に行くほど大きな値を示し、運転者が大きな減速度を要求していることを示している。また、前記アクセルペダル踏込量  $\alpha$  が 0 % の低車速では、トルクコンバータ付 A T 車と同様にクリープトルクを発生するように前記目標駆動軸トルク  $TTq_{Out}$  を正にし、前記バッテリー 4 9 の残存容量が所定値よりも大きいときは前記第 1 モータ 2 9 および前記第 2 モータ 3 0 の駆動力により走行する。また、前記バッテリー 4 9 の残存容量が所定値よりも小さいときは前記エンジン 1 の駆動力により走行する。次に、前記エンジン 1 と前記第 1 モータ 2 9 および前記第 2 モータ 3 0 の適用運転域について説明する。網掛け領域がモータ駆動域、斜線領域がエンジン駆動あるいはエンジン、モータ併用駆動領域である。通常、前進時の低車速域や後退時などの目標駆動軸トルク  $TTq_{Out}$  が小さい領域では、乗り心地や応答性などの運転性能の点で、前記第 1 モータ 2 9 および前記第 2 モータ 3 0 を使用してモータのみの駆動とする必要がある。また、前記目標駆動軸トルク  $TTq_{Out}$  が負の場合は、前記第 1 モータ 2 9 および前記第 2 モータ 3 0 による回生運転を実行し、運転者が要求する減速度とエネルギー回収による燃費低減を両立させる。

## 【 0 0 2 7 】

図 4 では、前記エンジン 1、前記第 1 モータ 2 9 および前記第 2 モータ 3 0 の運転域をさらに高効率とするため、前記歯車式変速機 1 0 0 への変速指令  $S_s$  の特性を示している。図 4 において、実線がアップシフト（例、1 速 → 2 速）線、破線がダウンシフト（例、2 速 → 1 速）線を示しており、前記変速指令  $S_s$  は、



前記車速  $V_{sp}$  および前記目標駆動軸トルク  $TTq_{Out}$  により決定される。前記変速指令  $S_s$  は予め実験あるいはシミュレーションにより全運転域の中で前記エンジン 1, 前記第 1 モータ 29 および前記第 2 モータ 30 が高効率になる値が求められ、前記パワートレイン制御ユニット 50 内の記憶手段（図示せず）に記憶されている。

## 【 0 0 2 8 】

図 5 から図 10 の図面を用いて、図 1 に示したシステム構成の動作原理を説明する。図 5 はモータ走行モード、図 6 はオルタネータモード、図 7 は停車時充電モードおよびシリーズモードの動作原理を示しており、図 8 はパラレルモード、図 9 および図 10 はシリーズ／パラレル併用モードの動作原理を示している。

## 【 0 0 2 9 】

図 5 においてモータ走行モードとは前記バッテリー 49 の放電出力により前記第 1 モータ 29 および前記第 2 モータ 30 の少なくとも一方を駆動して走行するモードである。この場合、前記第 1 摩擦クラッチ 25 を解放し、かつハブスリーブ 3 をギア 31 に直結して歯車式変速機 100 の変速比を 1 速に設定し、前記第 1 モータ 29 の駆動力により走行する。このとき、第 1 モータ 29 のトルク伝達経路は、図の実線で示すように、第 1 入力軸 23 → ハブスリーブ 3 → ギア 31 → ギア 32 → 出力軸 27 となっている。なお、前記ハブスリーブ 9 をギア 35 あるいはギア 39 に直結し、歯車式変速機 100 の変速比を 3 速あるいは 5 速に設定して走行しても良い。また、前記第 2 摩擦クラッチ 26 を解放し、かつハブスリーブ 6 をギア 33 に直結して歯車式変速機 100 の変速比を 2 速に設定し、前記第 2 モータ 30 の駆動力により走行することも可能である。このとき、第 2 モータ 30 のトルク伝達経路は、図の点線で示すように、第 2 入力軸 24 → ハブスリーブ 6 → ギア 33 → ギア 34 → 出力軸 27 となっている。なお、前記ハブスリーブ 14 をギア 37 あるいはギア 41 に直結し、歯車式変速機 100 の変速比を 4 速あるいは 6 速に設定して走行しても良い。さらに、目標駆動軸トルク  $TTq_{Out}$  が大きい場合には、前記第 1 モータ 29 と前記第 2 モータ 30 を同時に駆動して走行することが可能である。このとき、前記第 1 モータ 29 と前記第 2 モータ 30 の双方のトルクが干渉しないよう、前記第 1 摩擦クラッチ 25, 前記第 2 摩擦クラ

ッチ26を共に解放状態にしておく。また、何れか一方のモータで走行する場合、例えば第1モータ29で走行する場合には、前記第2摩擦クラッチ26を解放するか、前記ハブスリーブ6、前記ハブスリーブ14を共に中立状態とし、エンジン1を切り離すことによって前記バッテリー49の消費電力を低減することが望ましい。

### 【0030】

図6においてオルタネータモードとは、前記エンジン1の駆動力で走行中に、前記エンジン1の動力の一部で前記第1モータ29および前記第2モータ30の少なくとも一方を駆動して発電を行い、モータの発電出力により前記バッテリー49を充電するモードである。まず、第1入力軸23を介して前記エンジン1のトルクを伝達している場合について説明する。この場合、前記第1摩擦クラッチ25を締結、前記第2摩擦クラッチ26を解放し、前記ハブスリーブ3をギア31に直結して歯車式変速機100の変速比を1速に設定し、前記エンジン1の駆動力で走行する。このとき、エンジン1のトルク伝達経路は、図の実線で示すように、エンジン出力軸19→ギア20→ギア21→第1摩擦クラッチ25→第1入力軸23→ハブスリーブ3→ギア31→ギア32→出力軸27となるので、図の点線で示すように、前記エンジン1の駆動力の一部を利用して前記第1モータ29を発電駆動することが可能である。さらに、前記ハブスリーブ6をギア33と直結するか、前記ハブスリーブ14をギア37あるいはギア41と直結することで、図の一点鎖線で示すように、前記第2モータ30を発電駆動することも可能である。また、前記第1モータのみを発電駆動する場合には、前記ハブスリーブ6、前記ハブスリーブ14を共に中立状態とし、前記第2モータを切り離すことによってエンジン1の消費燃料を低減することが望ましい。なお、前述のオルタネータモードは前記ハブスリーブ9をギア35あるいはギア39に直結して歯車式変速機100の変速比を3速あるいは5速に設定してエンジン1の駆動力で走行している場合も同様に実現できる。次に、前記第2入力軸を介して前記エンジン1のトルクを伝達している場合（図示せず）について説明する。この場合、前記第1摩擦クラッチ25を解放、前記第2摩擦クラッチ26を締結し、前記ハブスリーブ6をギア33に直結して歯車式変速機100の変速比を2速に設

定し、前記エンジン 1 の駆動力で走行する。このとき、エンジン 1 のトルク伝達経路は、エンジン出力軸 1 9 → ギア 2 0 → ギア 2 2 → 第 2 摩擦クラッチ 2 6 → 第 2 入力軸 2 4 → ハブスリーブ 6 → ギア 3 3 → ギア 3 4 → 出力軸 2 7 となるので、前記エンジン 1 の駆動力の一部を利用して前記第 2 モータ 3 0 を発電駆動することが可能である。さらに、前記ハブスリーブ 3 をギア 3 1 と直結するか、前記ハブスリーブ 9 をギア 3 5 あるいはギア 3 9 と直結することで、前記第 1 モータ 2 9 を発電駆動することも可能である。また、前記第 2 モータのみを発電駆動する場合には、前記ハブスリーブ 3、前記ハブスリーブ 9 を共に中立状態とし、前記第 1 モータを切り離すことによってエンジン 1 の消費燃料を低減することが望ましい。なお、前述のオルタネータモードは前記ハブスリーブ 1 4 をギア 3 7 あるいはギア 4 1 に直結して歯車式変速機 1 0 0 の変速比を 4 速あるいは 6 速に設定してエンジン 1 の駆動力で走行している場合も同様に実現できる。このように、上述のオルタネータモードにおいては、図の点線で示すように、前記第 1 モータ 2 9 と前記第 2 モータ 3 0 を同時に発電駆動することができるので、前記第 1 モータ 2 9、前記第 2 モータ 3 0 の運転域（モータ回転数、モータトルクで決定される領域）に応じて発電効率の良い方を選択することができる。

### 【 0 0 3 1 】

図 7 において停車時充電モードとは、車両が停止している状態で、前記エンジン 1 により前記第 1 モータ 2 9 および前記第 2 モータ 3 0 の少なくとも一方を駆動して発電を行うモードである。また、シリーズモードとは、前記エンジン 1 で前記第 1 モータ 2 9 乃至前記第 2 モータ 3 0 の何れか一方のモータを駆動して得られた発電出力により他方のモータを駆動して走行するモードである。まず、停車時充電モードについて説明する。この場合、前記第 1 摩擦クラッチ 2 5 を解放、前記第 2 摩擦クラッチ 2 6 を締結し、前記ハブスリーブ 6、前記ハブスリーブ 1 4 を共に中立状態とする。このとき、エンジン 1 のトルク伝達経路は、図の実線で示すように、エンジン出力軸 1 9 → ギア 2 0 → ギア 2 2 → 第 2 摩擦クラッチ 2 6 → 第 2 入力軸 2 4 → 第 2 モータ 3 0 となっており、出力軸 2 7 へのトルク伝達が遮断されるため、車両が停止している状態で、前記第 2 モータ 3 0 を発電駆動することが可能となる。次に、シリーズモードについて説明する。この場合、

前記第 1 摩擦クラッチ 2 5 を解放、前記第 2 摩擦クラッチ 2 6 を締結する。また、前記ハブスリーブ 3 をギア 3 1 に直結し、前記ハブスリーブ 9、前記ハブスリーブ 6、前記ハブスリーブ 1 4 をすべて中立状態とする。このとき、エンジン 1 のトルク伝達経路は、前述の停車時充電モードと同様となっており、前記第 2 モータ 3 0 を発電駆動することが可能である。また、前記第 2 モータ 3 0 により得られた発電出力により前記第 1 モータ 2 9 を駆動して走行することが可能であり、このときの前記第 1 モータ 2 9 のトルク伝達経路は、図の点線で示すように、第 1 入力軸 2 3 →ギア 3 1 →ギア 3 2 →出力軸 2 7 となっている。このように、停車時充電モードにおいて、運転者がアクセルペダルやブレーキを操作して、運転者の発進意図が検出された場合には、第 2 モータ 3 0 を前記エンジン 1 により発電駆動しながら前記第 1 モータ 2 9 を駆動して走行するシリーズモードを実現し、速やかに、かつ滑らかに発進することが可能となる。また、停車時モードにおいて前記第 1 摩擦クラッチ 2 5 を締結、前記第 2 摩擦クラッチ 2 6 を解放し、かつ前記ハブスリーブ 6 をギア 3 3 に直結、前記ハブスリーブ 3、前記ハブスリーブ 9、前記ハブスリーブ 1 4 をすべて中立状態とすれば、車両が停止している状態で、前記第 1 モータ 2 9 を発電駆動する停車時発電モードが可能となり、運転者の発進意図が検出された場合には、前記第 1 モータ 2 9 により発電駆動しながら前記第 2 モータ 3 0 を駆動して走行するシリーズモードが可能となる。なお、停車時充電モードにおいては、前記第 1 摩擦クラッチ 2 5、前記第 2 摩擦クラッチ 2 6 を共に締結し、前記ハブスリーブ 3、前記ハブスリーブ 9、前記ハブスリーブ 6、前記ハブスリーブ 1 4 をすべて中立状態として、車両が停止している状態で、前記第 1 モータ 2 9 と前記第 2 モータ 3 0 を同時に発電駆動しても良い。

### 【 0 0 3 2 】

図 8 において、パラレルモードとは、前記エンジン 1 の駆動力で走行中に、前記バッテリー 4 9 の放電出力により、前記第 1 モータ 2 9 乃至前記第 2 モータ 3 0 の何れかを駆動して加速アシストを行い、運転性能を向上させるモードである。まず、歯車式変速機 1 0 0 の変速比を 1 速に設定し、前記エンジン 1 の駆動力で走行している場合について説明する。前記第 1 摩擦クラッチ 2 5 を締結、前記第

2 摩擦クラッチ 2 6 を解放し、かつ前記ハブスリーブ 3 をギア 3 1 に直結、前記ハブスリーブ 9 を中立状態とする。このとき、前記エンジン 1 のトルク伝達経路は、図の実線で示すように、エンジン出力軸 1 9 → ギア 2 0 → ギア 2 1 → 第 1 摩擦クラッチ 2 5 → 第 1 入力軸 2 3 → ハブスリーブ 3 → ギア 3 1 → ギア 3 2 → 出力軸 2 7 となる。この状態で、運転者がアクセルペダルを踏み込み、目標駆動軸トルク  $T T q O u t$  が大きくなった場合には、前記エンジン 1 のトルクに若干の応答遅れが発生するため、比較的応答遅れの少ないモータの駆動力により加速アシストを行うことが望ましい。前記バッテリー 4 9 の放電出力により前記第 1 モータ 2 9 を駆動した場合、前記第 1 モータ 2 9 のトルク伝達経路は、図の点線で示すように、第 1 入力軸 2 3 → ハブスリーブ 3 → ギア 3 1 → ギア 3 2 → 出力軸 2 7 となり、加速アシストすることが可能となる。また、前記ハブスリーブ 6 をギア 3 3 に直結するか、前記ハブスリーブ 1 4 をギア 3 7 あるいはギア 4 1 に直結することにより、前記第 2 モータ 3 0 を駆動して加速アシストを行うことも可能である。前記ハブスリーブ 6 をギア 3 3 に直結した場合、前記第 2 モータ 3 0 のトルク伝達経路は、図の一点鎖線で示すように、第 2 入力軸 2 4 → ハブスリーブ 6 → ギア 3 3 → ギア 3 4 → 出力軸 2 7 となっている。なお、前述の平行モードは、前記ハブスリーブ 3 を中立状態とし、前記ハブスリーブ 9 をギア 3 5 あるいはギア 3 9 に直結して歯車式変速機 1 0 0 の変速比を 3 速あるいは 5 速に設定し、前記エンジン 1 の駆動力で走行している場合についても実現可能である。また、前記第 1 モータ 2 9 のみで加速アシストを行う場合には、前記ハブスリーブ 6、前記ハブスリーブ 1 4 を共に中立状態とし、前記第 2 モータ 3 0 を切り離すことによりエンジンの消費燃料およびバッテリーの消費電力を低減することが望ましい。次に、歯車式変速機 1 0 0 の変速比を 2 速に設定し、前記エンジン 1 の駆動力で走行している場合について説明する（図示せず）。前記第 1 摩擦クラッチ 2 5 を解放、前記第 2 摩擦クラッチ 2 6 を締結し、かつ前記ハブスリーブ 6 をギア 3 3 に直結、前記ハブスリーブ 1 4 を中立状態とする。このとき、前記エンジン 1 のトルク伝達経路は、エンジン出力軸 1 9 → ギア 2 0 → ギア 2 2 → 第 2 摩擦クラッチ 2 6 → 第 2 入力軸 2 4 → ハブスリーブ 6 → ギア 3 3 → ギア 3 4 → 出力軸 2 7 となる。この状態で、運転者がアクセルペダルを踏み込み、目標駆動軸トル

ク T T q O u t が大きくなった場合には、前記エンジン 1 のトルクに若干の応答遅れが発生するため、比較的応答遅れの少ないモータの駆動力により加速アシストを行うことが望ましい。前記バッテリー 4 9 の放電出力により前記第 2 モータ 3 0 を駆動した場合、前記第 2 モータ 3 0 のトルク伝達経路は、第 2 入力軸 2 4 → ハブスリーブ 6 → ギア 3 3 → ギア 3 4 → 出力軸 2 7 となり、加速アシストすることが可能となる。また、前記ハブスリーブ 3 をギア 3 1 に直結するか、前記ハブスリーブ 9 をギア 3 5 あるいはギア 3 9 に直結することにより、前記第 1 モータ 2 9 を駆動して加速アシストを行うことも可能である。前記ハブスリーブ 3 をギア 3 1 に直結した場合、前記第 1 モータ 2 9 のトルク伝達経路は、第 1 入力軸 2 4 → ハブスリーブ 3 → ギア 3 1 → ギア 3 2 → 出力軸 2 7 となっている。なお、前述の平行モードは、前記ハブスリーブ 6 を中立状態とし、前記ハブスリーブ 1 4 をギア 3 7 あるいはギア 4 1 に直結して歯車式変速機 1 0 0 の変速比を 4 速あるいは 6 速に設定し、前記エンジン 1 の駆動力で走行している場合についても実現可能である。また、前記第 2 モータ 3 0 のみで加速アシストを行う場合には、前記ハブスリーブ 3、前記ハブスリーブ 9 を共に中立状態とし、前記第 1 モータ 2 9 を切り離すことによりエンジンの消費燃料およびバッテリーの消費電力を低減することが望ましい。

### 【 0 0 3 3 】

図 9 において、シリーズ／平行併用モードとは、前記エンジン 1 の駆動力で走行中に、前記エンジン 1 の動力の一部で前記第 1 モータ 2 9 乃至前記第 2 モータ 3 0 の何れか一方を駆動し、得られた発電出力により他方のモータの駆動力により加速アシストを行うモードである。まず、歯車式変速機 1 0 0 の変速比を 1 速に設定し、前記エンジン 1 の駆動力で走行している場合について説明する。前記第 1 摩擦クラッチ 2 5、前記第 2 摩擦クラッチ 2 6 を共に締結し、かつ前記ハブスリーブ 3 をギア 3 1 に直結、前記ハブスリーブ 9 を中立状態とする。また、前記ハブスリーブ 6、前記ハブスリーブ 1 4 を共に中立状態とする。このとき、前記エンジン 1 のトルク伝達経路は、図の実線で示すように、エンジン出力軸 1 9 → ギア 2 0 → ギア 2 1 → 第 1 摩擦クラッチ 2 5 → 第 1 入力軸 2 3 → ハブスリーブ 3 → ギア 3 1 → ギア 3 2 → 出力軸 2 7 となっている。さらに、第 2 モータ

30を発電駆動する場合には、ギア20に伝達された前記エンジン1の動力の一部が、図の一点鎖線で示すように、ギア22→第2摩擦クラッチ26→第2入力軸24→第2モータ30という経路で伝達され、前記第2モータ30の発電出力を用いて前記第1モータ29を駆動して加速アシストすることが可能となる。このとき、前記第1モータ29のトルク伝達経路は、第1入力軸23→ハブスリーブ3→ギア31→ギア32→出力軸27となっている。なお、前述のシリーズ/パラレルモードは、前記ハブスリーブ3を中立状態とし、前記ハブスリーブ9をギア35あるいはギア39に直結して歯車式変速機100の変速比を3速あるいは5速に設定し、前記エンジン1の駆動力で走行している場合についても実現可能である。次に、歯車式変速機100の変速比を2速に設定し、前記エンジン1の駆動力で走行している場合（図示せず）について説明する。前記第1摩擦クラッチ25、前記第2摩擦クラッチ26を共に締結し、かつ前記ハブスリーブ6をギア33に直結、前記ハブスリーブ14を中立状態とする。また、前記ハブスリーブ3、前記ハブスリーブ9を共に中立状態とする。このとき、前記エンジン1のトルク伝達経路は、エンジン出力軸19→ギア20→ギア22→第2摩擦クラッチ26→第2入力軸24→ハブスリーブ6→ギア33→ギア34→出力軸27となっている。さらに、第1モータ30を発電駆動する場合には、ギア20まで伝達された前記エンジン1の動力の一部が、ギア21→第1摩擦クラッチ25→第1入力軸23→第1モータ29という経路で伝達され、前記第1モータ30の発電出力を用いて前記第2モータ30を駆動して加速アシストすることが可能となる。このとき、前記第2モータ30のトルク伝達経路は、第2入力軸24→ハブスリーブ6→ギア33→ギア34→出力軸27となっている。なお、前述のシリーズ/パラレルモードは、前記ハブスリーブ6を中立状態とし、前記ハブスリーブ14をギア37あるいはギア41に直結して歯車式変速機100の変速比を4速あるいは6速に設定し、前記エンジン1の駆動力で走行している場合についても実現可能である。

#### 【0034】

図10は、図9とは異なる動作原理で前述のシリーズ/パラレル併用モードを実現する方法を示したものである。まず、歯車式変速機100の変速比を1速に

設定し、前記エンジン 1 の駆動力で走行している場合について説明する。前記第 1 摩擦クラッチ 2 5 を締結、前記第 2 摩擦クラッチ 2 6 を解放し、かつ前記ハブスリーブ 3 をギア 3 1 に直結、前記ハブスリーブ 9 を中立状態とする。また、前記ハブスリーブ 6 をギア 3 3 に直結、前記ハブスリーブ 1 4 を中立状態とする。このとき、前記エンジン 1 のトルク伝達経路は、図の実線で示すように、エンジン出力軸 1 9 → ギア 2 0 → ギア 2 1 → 第 1 摩擦クラッチ 2 5 → 第 1 入力軸 2 3 → ハブスリーブ 3 → ギア 3 1 → ギア 3 2 → 出力軸 2 7 となっている。さらに、第 2 モータ 3 0 を発電駆動する場合には、出力軸 2 7 に伝達された前記エンジン 1 の動力の一部が、図の一点鎖線で示すように、ギア 3 4 → ギア 3 3 → 第 2 入力軸 2 4 → 第 2 モータ 3 0 という経路で伝達され、前記第 2 モータ 3 0 の発電出力を用いて前記第 1 モータ 2 9 を駆動して加速アシストすることが可能となる。このとき、前記第 1 モータ 2 9 のトルク伝達経路は、第 1 入力軸 2 3 → ハブスリーブ 3 → ギア 3 1 → ギア 3 2 → 出力軸 2 7 となっている。なお、前述のシリーズ/パラレルモードは、前記ハブスリーブ 3 を中立状態とし、前記ハブスリーブ 9 をギア 3 5 あるいはギア 3 9 に直結して歯車式変速機 1 0 0 の変速比を 3 速あるいは 5 速に設定した場合についても実現可能であり、前記ハブスリーブ 6 を中立状態とし、前記ハブスリーブ 1 4 をギア 3 7 あるいはギア 4 1 に直結して前記第 2 モータ 3 0 を発電駆動しても良い。次に、歯車式変速機 1 0 0 の変速比を 2 速に設定し、前記エンジン 1 の駆動力で走行している場合（図示せず）について説明する。前記第 1 摩擦クラッチ 2 5 を解放、前記第 2 摩擦クラッチ 2 6 を締結し、かつ前記ハブスリーブ 3 をギア 3 1 に直結、前記ハブスリーブ 9 を中立状態とする。また、前記ハブスリーブ 6 をギア 3 3 に直結、前記ハブスリーブ 1 4 を中立状態とする。このとき、前記エンジン 1 のトルク伝達経路は、エンジン出力軸 1 9 → ギア 2 0 → ギア 2 2 → 第 2 摩擦クラッチ 2 6 → 第 2 入力軸 2 4 → ハブスリーブ 6 → ギア 3 3 → ギア 3 4 → 出力軸 2 7 となっている。さらに、第 2 モータ 3 0 を発電駆動する場合には、出力軸 2 7 に伝達された前記エンジン 1 の動力の一部が、ギア 3 2 → ギア 3 1 → 第 1 入力軸 2 3 → 第 1 モータ 2 9 という経路で伝達され、前記第 1 モータ 2 9 の発電出力を用いて前記第 2 モータ 3 0 を駆動して加速アシストすることが可能となる。このとき、前記第 2 モータ 3 0 のトルク伝達経路



は、第2入力軸24→ハブスリーブ6→ギア33→ギア34→出力軸27となっている。なお、前述のシリーズ/パラレルモードは、前記ハブスリーブ6を中立状態とし、前記ハブスリーブ14をギア37あるいはギア41に直結して歯車式変速機100の変速比を4速あるいは6速に設定した場合についても実現可能であり、前記ハブスリーブ3を中立状態とし、前記ハブスリーブ9をギア35あるいはギア39に直結して前記第1モータ29を発電駆動しても良い。

### 【0035】

次に、図1に示したシステムの変速時の動作原理を、図11を用いて説明する。一例として、前記エンジン1の駆動力で走行中に、1速から2速へ変速する場合について説明する。前述したように、前記歯車式変速機100の変速比を1速に設定する場合は、前記第1摩擦クラッチ25を締結、前記第2摩擦クラッチ26を解放し、前記ハブスリーブ3をギア31に直結して前記ハブスリーブ9を中立状態とする。また、1速から2速への変速を速やかに行うため、前記ハブスリーブ6をギア33に直結し、前記ハブスリーブ14を中立状態としておく。1速状態における前記エンジン1のトルク伝達経路は、図の点線矢印で示すように、エンジン出力軸19→ギア20→ギア21→第1摩擦クラッチ25→第1入力軸23→ハブスリーブ3→ギア31→ギア32→出力軸27となっている。1速から2速への変速は、前記第2摩擦クラッチ26を徐々に締結し、かつ前記第1摩擦クラッチ25を徐々に解放して前記エンジン1のトルク伝達経路を切り換えることによって行われる。2速状態における前記エンジン1のトルク伝達経路は、図の実線矢印で示すように、エンジン出力軸19→ギア20→ギア22→第2摩擦クラッチ26→第2入力軸24→ハブスリーブ6→ギア33→ギア34→出力軸27となっている。このように、前記第1摩擦クラッチ25から前記第2摩擦クラッチ26へ切り換える変速方式は、一般にクラッチtoクラッチ変速と呼ばれており、変速中に駆動軸トルクが遮断されないというメリットがあるため、従来のトルクコンバータ付AT(AT:オートマティック・トランスミッション)などの変速方式として広く採用されている。しかし、前記クラッチtoクラッチ変速においては、前記第1摩擦クラッチ25から前記第2摩擦クラッチ26への切換の際、駆動軸トルクの引き込みや突き上げといったトルク変動が発生し、変

速性能が悪化して乗員がトルクショックを感じるといった問題がある。本発明では、前記第 1 入力軸 2 3 に接続された前記第 1 モータ 2 9 および前記第 2 入力軸 2 4 に接続された前記第 2 モータ 3 0 を用いて、クラッチ切替時のトルク変動を抑制する。一例として、クラッチ切替時における前記モータ 3 0 のトルク伝達経路について説明する。前記モータ 3 0 のトルク伝達経路は、図の一点鎖線で示すように、第 2 入力軸 2 4 → 第 2 入力軸 2 4 → ハブスリーブ 6 → ギア 3 3 → ギア 3 4 → 出力軸 2 7 となっているため、駆動軸トルク (出力軸 2 7 のトルクと等価) を補正することが可能である。

## 【 0 0 3 6 】

図 1 2 は 1 速から 2 速へ変速する場合の制御方法を示すタイムチャートである。図 1 2 は横軸時間に対し、縦軸は変速指令  $S_s$ 、アクセルペダル踏込量  $\alpha$ 、ブレーキ踏力  $\beta$ 、エンジントルク  $T_e$ 、エンジン回転数  $N_e$ 、車速  $V_{sp}$ 、第 1 摩擦クラッチトルク  $T_{c1}$ 、第 2 摩擦クラッチトルク  $T_{c2}$ 、第 1 モータトルク  $T_{m1}$ 、第 2 モータトルク  $T_{m2}$ 、出力軸トルク  $T_o$  が示されている。また、第 1 入力軸回転数  $N_{i1}$  を破線で、第 2 入力軸回転数  $N_{i2}$  を一点鎖線でエンジン回転数  $N_e$  のチャートに重ねて示しており、第 2 モータトルク  $T_{m2}$  および出力軸トルク  $T_o$  に関しては、モータによる制御を行った場合を実線、モータによる制御を行わない場合を点線で示している。走行条件は、前記アクセルペダル踏込量  $\alpha$  一定走行中、前記変速指令  $S_s$  が変化した場合である。前記変速指令  $S_s$  が変化 (a 点) した後、前記第 2 摩擦クラッチ 2 6 の押付け力を増加させていくと、前記第 2 摩擦クラッチトルク  $T_{c2}$  も徐々に増加し、前記エンジン 1 のトルクが前記第 2 入力軸 2 4 に徐々に伝達される。図の a 点から b 点までの間、前記第 1 摩擦クラッチ 2 5 が締結状態であると仮定すれば、前記第 1 摩擦クラッチ 2 5 を介して前記第 1 入力軸 2 3 に伝達されるトルクは  $T_e - T_{c2}$  となるので、a ~ b 間における出力軸トルク  $T_{o\_a}$  は (1) 式で表現できる。

## 【 0 0 3 7 】

$$T_{o\_a} = G_1 \times (T_e - T_{c2}) + G_2 \times T_{c2} \quad \dots (1)$$

ここで、 $G_1$  は 1 速の変速比、 $G_2$  は 2 速の変速比である。図の b 点において、第 2 摩擦クラッチトルク  $T_{c2}$  が所定値に達し前記第 1 摩擦クラッチ 2 5 が解

放され、第1摩擦クラッチトルク $T_{c1}$ がゼロになる。簡単のため、前記第1摩擦クラッチ25が解放する際、第1摩擦クラッチトルク $T_{c1}$ をステップ状に低下させているが、第1摩擦クラッチトルク $T_{c1}$ をa点から徐々に低下させても良い。前記第1摩擦クラッチ25が解放されると、前記エンジン1のトルクは前記第2摩擦クラッチ26によってのみ伝達され、エンジン回転数 $N_e$ が第1入力軸回転数 $N_{i1}$ から第2入力軸回転数 $N_{i2}$ に向かって徐々に低下する。このとき、エンジン回転数 $N_e$ が変化するため、b～c間における第2摩擦クラッチトルク $T_{c2}$ は(2)式となる。

【0038】

$$T_{c2} = T_e - I_e \times (dN_e / dt) \quad \dots (2)$$

(2)式より、b～c間における出力軸トルク $T_{o\_b}$ は(3)式で表現できる。

【0039】

$$\begin{aligned} T_{o\_b} &= G_2 \times T_{c2} \\ &= G_2 \times \{ T_e - I_e \times (dN_e / dt) \} \quad \dots (3) \end{aligned}$$

ここで、 $I_e$ はエンジン側のイナーシャである。変速中は、図の点線で示すように、(3)式の第2項、すなわちエンジン側のイナーシャトルクが出力軸のトルク変動となって表われる。そこで、変速中に第2モータ30を制御して前記トルク変動を抑制する。変速中の第2モータトルク $T_{m2}$ は(4)式にしたがい設定する。

【0040】

$$T_{m2} = I_e \times (dN_e / dt) \quad \dots (4)$$

第2モータ30による制御を実行した場合の、変速中の出力軸トルク $T_o$ は、図の実線で示すように、(5)式で表現できる。

【0041】

$$T_o = G_2 \times T_{c2} + G_2 \times T_{m2} = G_2 \times T_e \quad \dots (5)$$

図のc点において、エンジン回転数 $N_e$ が第2入力軸回転数 $N_{i2}$ と同期し、前記第2クラッチ26が完全に締結して変速は終了となる。変速終了後の出力軸 $T_{o\_c}$ は(6)式で表される。

【 0 0 4 2 】

$$T_{o\_c} = G_2 \times T_e \quad \dots (6)$$

(5), (6) 式からわかるように、変速中に第2モータを制御することで、変速中のイナーシャトルクによる出力軸トルクの突き上げを抑制することができ、滑らかな変速性能を実現することが可能となる。なお、前述の変速方式は前記第1モータ29を用いても同様に実現でき、クラッチt o クラッチ変速を行うすべての変速パターンにおいても適用可能である。

【 0 0 4 3 】

図13は1速から2速へ変速する場合の他の制御方法を示すタイムチャートである。横軸および縦軸は図12のタイムチャートと同様であり、走行条件も図12で示した条件と同様である。前記変速指令S s が変化(a点)した後、前記第2摩擦クラッチ26の押付け力を増加させていくと、図12で説明した場合と同様、a～b間の出力軸トルク $T_{o\_a}$ は(1)式で表現できる。また、a点における出力軸トルクは $G_1 \times T_e$ となっていることから、a～b間での出力軸トルクの引き込み量 $\Delta T_{o\_a}$ は(7)式で表現できる。

【 0 0 4 4 】

$$\begin{aligned} \Delta T_{o\_a} &= G_1 \times T_e - T_{o\_a} \\ &= (G_1 - G_2) \times T_{c2} \quad \dots (7) \end{aligned}$$

a～b間において、前記 $\Delta T_{o\_a}$ を低減するためには、前記第2モータ30を制御して出力軸27のトルクを補正する必要がある。(7)式より、前記 $\Delta T_{o\_a}$ を低減するための第2モータトルク $T_{m2}$ は、2速の歯車列(ギア33, ギア34)を介していることから、(8)式で表現できる。

【 0 0 4 5 】

$$\begin{aligned} T_{m2} &= \Delta T_{o\_a} / G_2 \\ &= (G_1 - G_2) \times T_{c2} / G_2 \quad \dots (8) \end{aligned}$$

第2モータ30による制御を実行した場合の、変速中の出力軸トルク $T_o$ は、図の実線で示すように、(9)式で表現できる。

【 0 0 4 6 】

$$T_o = G_2 \times T_{c2} + G_2 \times T_{m2} = G_1 \times T_e \quad \dots (9)$$

(9) 式からわかるように前記第2モータ30を制御することで、a～b間における出力軸トルクの引き込みを低減することができる。b点からc点までは、図12で説明した場合と同様、出力軸トルク $T_{o\_b}$ は(3)式で表現できる。また、b点における出力軸トルクは $G1 \times T_e$ となっていることから、b～c間での出力軸トルクの引き込み量 $\Delta T_{o\_b}$ は(10)式で表現できる。

【0047】

$$\begin{aligned} \Delta T_{o\_b} &= G1 \times T_e - T_{o\_b} \\ &= (G1 - G2) \times T_e + G2 \times I_e \times (dN_e / dt) \dots (10) \end{aligned}$$

b～c間において、前記 $\Delta T_{o\_b}$ を低減するためには、前記第2モータ30を制御して出力軸27のトルクを補正する必要がある。(10)式より、前記 $\Delta T_{o\_b}$ を低減するための第2モータトルク $T_{m2}$ は、2速の歯車列(ギア33, ギア34)を介していることから、(11)式で表現できる。

【0048】

$$\begin{aligned} T_{m2} &= \Delta T_{o\_b} / G2 \\ &= (G1 - G2) \times T_e / G2 + I_e \times (dN_e / dt) \dots (11) \end{aligned}$$

第2モータ30による制御を実行した場合の、変速中の出力軸トルク $T_o$ は、図の実線で示すように、(12)式で表現できる。

【0049】

$$T_o = G2 \times T_{c2} + G2 \times T_{m2} = G1 \times T_e \dots (12)$$

(12) 式からわかるように前記第2モータ30を制御することで、b～c間における出力軸トルクの引き込みを低減することができる。このように、変速初期および変速中に第2モータを制御することで、クラッチt o クラッチ変速による出力軸トルクの引き込みを抑制することができ、滑らかな変速性能を実現することが可能となる。なお、前述の変速方式は前記第1モータ29を用いても同様に実現でき、クラッチt o クラッチ変速を行うすべての変速パターンにおいても適用可能である。

【0050】

図14は2速から3速へ変速する場合の変速準備を行う方法を示すタイムチャートである。図14は横軸時間に対し、縦軸は変速指令 $S_s$ 、第1入力軸ドッグ

クラッチ位置DCPOS1, エンジントルク $T_e$ , 第1入力軸回転数 $N_{i1}$ , 車速 $V_{sp}$ , 第1摩擦クラッチトルク $T_{c1}$ , 第2摩擦クラッチトルク $T_{c2}$ , 第1モータトルク $T_{m1}$ , 第2モータトルク $T_{m2}$ , 出力軸トルク $T_o$ が示されている。また、エンジン回転数 $N_e$ を破線で、第2入力軸回転数 $N_{i2}$ を一点鎖線で第1入力軸回転数 $N_{i1}$ のチャートに重ねて示しており、第1モータトルク $T_{m1}$ および第1入力軸回転数 $N_{i1}$ に関しては、モータによる制御を行った場合を実線、モータによる制御を行わない場合を点線で示している。アクセルペダル踏込量 $\alpha$ , ブレーキ踏力 $\beta$ は図12, 図13で示した場合と同様である。前記変速指令 $S_s$ が変化(a点)したとき、ハブスリーブ3がギア31に締結し、ハブスリーブ9が中立状態である場合には、ハブスリーブ3をギア31から解放して中立状態とし(b点)、ハブスリーブ9をギア35に直結(c点)して第1入力軸23のドッグクラッチ位置DCPOS1を3速に設定しクラッチ $t_o$ クラッチ変速の準備をする必要がある。しかしながら、前記ハブスリーブ9が前記ギア35に直結する際、シンクロナイザ10により第1入力軸回転数 $N_{i1}$ が急変する(c~d点)ため、前記シンクロナイザ10が著しく摩耗するといった問題がある。そこで、本発明では、前記第1モータ29により前記第1入力軸23の回転数 $N_{i1}$ を制御することで、前記ハブスリーブ9が前記ギア35に直結する際のシンクロナイザリング10の摩耗を防止する。図のb点で前記ハブスリーブ3がギア31から解放されると、前記第1入力軸23の回転数が低下するよう第1モータ29を制御する。このとき、第1モータトルク $T_{m1}$ は(13)式で設定する。

【0051】

$$T_{m1} = (I_{i1} + I_{m1}) \times (\Delta N_{i1} / \Delta t) \quad \dots (13)$$

ここで、 $I_{i1}$ は第1入力軸23のイナーシャ、 $I_{m1}$ は第1モータ29のイナーシャであり、 $\Delta N_{i1}$ は第1入力軸回転数 $N_{i1}$ の変更分、 $\Delta t$ は第1入力軸回転数 $N_{i1}$ を制御する時間を示している。図のc点で第1入力軸回転数 $N_{i1}$ が所定値に達し、前記ハブスリーブ9が前記ギア35に直結する(d点)と、2速から3速への変速する際の変速準備は終了となる。また、前記第1入力軸23の回転数制御の目標値は(14)式のように設定することが望ましい。

【0052】

$$N_{i1\_ref} = N_o \times G_3 \quad \dots (14)$$

ここで、 $N_o$ は出力軸27の回転数、 $G_3$ は3速の変速比である。(14)式のように設定することで、前記ハブスリーブ9が前記ギア35に直結する際の第1入力軸回転数 $N_{i1}$ の変化を抑制することができ、前記シンクロナイザ10の摩耗を低減できる。なお、前述の変速準備は前記第2入力軸24に備えられたハブスリーブ6、ハブスリーブ14を締結する場合も第2モータを用いて同様に実現でき、変速準備を必要とする変速パターンにはすべて適用可能である。

【0053】

次に、図1に示したシステムにおいて、前述のクラッチtoクラッチ変速を行わない場合の変速時の動作原理を、図15を用いて説明する。一例として、前記エンジン1の駆動力で走行中に、3速から5速へ変速する場合について説明する。前述したように、前記歯車式変速機100の変速比を3速に設定する場合は、前記第1摩擦クラッチ25を締結、前記第2摩擦クラッチ26を解放し、前記ハブスリーブ9をギア35に直結して前記ハブスリーブ3を中立状態とする。3速状態における前記エンジン1のトルク伝達経路は、図の実線矢印で示すように、エンジン出力軸19→ギア20→ギア21→第1摩擦クラッチ25→第1入力軸23→ハブスリーブ9→ギア35→ギア36→出力軸27となっている。3速から5速への変速は、前記第1摩擦クラッチ25を解放し、前記第1摩擦クラッチ25が解放された後、前記ハブスリーブ9をギア35から解放してギア39に直結する。前記ハブスリーブ9がギア35に直結された後、前記第1摩擦クラッチ25を締結して変速は終了となる。5速状態における前記エンジン1のトルク伝達経路は、図の実線矢印で示すように、エンジン出力軸19→ギア20→ギア21→第1摩擦クラッチ25→第1入力軸23→ハブスリーブ9→ギア39→ギア40→出力軸27となっている。このように、前記第1摩擦クラッチ25が解放されている間に、前記ハブスリーブ9を一方の歯車列(ギア35, ギア36)から他方の歯車列(ギア39, ギア40)へ切り換える変速方式は、従来のMT(MT:マニュアル・トランスミッション)や自動MT(自動化マニュアル・トランスミッション)の変速方式と同様である。しかしながら、前記ハブスリーブ

9が前記ギア39に直結する際、第1入力軸回転数 $N_{i1}$ が急変し、図14で説明した場合と同様、前記シンクロナイザ10が著しく摩耗するといった問題がある。そこで、本発明では、前記第1モータ29により前記第1入力軸23の回転数 $N_{i1}$ を制御することで、前記ハブスリーブ10が前記ギア39に直結する際のシンクロナイザリング10の摩耗を防止する。図16は3速から5速へ変速する場合の制御方法を示すタイムチャートである。図16は横軸時間に対し、縦軸は変速指令 $S_s$ 、アクセルペダル踏込量 $\alpha$ 、第1入力軸ドッグクラッチ位置 $DCPOS1$ 、エンジントルク $T_e$ 、第1入力軸回転数 $N_{i1}$ 、車速 $V_{sp}$ 、第1摩擦クラッチトルク $T_{c1}$ 、第2摩擦クラッチトルク $T_{c2}$ 、第1モータトルク $T_{m1}$ 、第2モータトルク $T_{m2}$ 、出力軸トルク $T_o$ が示されている。また、エンジン回転数 $N_e$ を破線で、第2入力軸回転数 $N_{i2}$ を一点鎖線で第1入力軸回転数 $N_{i1}$ のチャートに重ねて示しており、第1モータトルク $T_{m1}$ および第1入力軸回転数 $N_{i1}$ に関しては、モータによる制御を行った場合を実線、モータによる制御を行わない場合を点線で示している。図のa点において、アクセルペダル踏込量 $\alpha$ が低下し、目標駆動軸トルク $TT_{qOut}$ が低下すると、前記変速指令 $S_s$ が変化し3速から5速への変速制御が開始され、第1摩擦クラッチトルク $T_{c1}$ およびエンジントルク $T_e$ が徐々に低下する。図のb点において、第1摩擦クラッチトルク $T_{c1}$ がゼロになり、第1摩擦クラッチ25が解放されると、ハブスリーブ9がギア35から解放され始める。図のc点において前記ハブスリーブ9が完全に解放され、第1入力軸23のドッグクラッチ位置 $DCPOS1$ が中立状態になると、図の点線で示すように、第1入力軸回転数 $N_{i1}$ が低下し始める。このとき、前記第1入力軸23はほぼ無負荷状態となっているため、前記第1入力軸回転数 $N_{i1}$ は緩やかに低下する。その後、図のd点において、前記ハブスリーブ9がギア39に締結し始めると、前記シンクロナイザ12により第1入力軸回転数 $N_{i1}$ が変化し、図のe点において前記ハブスリーブ9がギア39に完全に直結する。前記ハブスリーブ9がギア39に直結した後、解放された前記第1摩擦クラッチ25を徐々に締結していき、図のf点で変速制御は終了となる。しかしながら、図14で説明した場合と同様、前記ハブスリーブ9が前記ギア39に直結する際、シンクロナイザ12により第1入力軸回転数 $N_{i1}$ が急変



し(d～e点)、前記シンクロナイザ12が著しく摩耗するといった問題があるため、図のc点からd点までの間は前記第1モータ29により前記第1入力軸23の回転数を制御する。このとき、第1モータトルク $T_{m1}$ は(15)式で設定する。

【0054】

$$T_{m1} = (I_{i1} + I_{m1}) \times (\Delta N_{i1} / \Delta t) \quad \dots (15)$$

ここで、 $I_{i1}$ は第1入力軸23のイナーシャ、 $I_{m1}$ は第1モータ29のイナーシャであり、 $\Delta N_{i1}$ は第1入力軸回転数 $N_i$ の変更分、 $\Delta t$ は第1入力軸回転数 $N_{i1}$ を制御する時間を示している。図のd点で第1入力軸回転数 $N_{i1}$ が所定値に達し、前記ハブスリーブ9が前記ギア39に締結し始め、図のe点で完全に直結する。また、前記第1入力軸23の回転数制御の目標値は(16)式のように設定することが望ましい。

【0055】

$$N_{i1\_ref} = N_o \times G_5 \quad \dots (16)$$

ここで、 $N_o$ は出力軸27の回転数、 $G_5$ は5速の変速比である。(16)式のように設定することで、前記ハブスリーブ9が前記ギア39に直結する際の第1入力軸回転数 $N_{i1}$ の変化を抑制することができ、前記シンクロナイザ10の摩耗を低減できる。なお、前述のモータによる回転数制御は前記第2入力軸24の歯車列をハブスリーブ6、ハブスリーブ14により切り換える場合も第2モータを用いて同様に実現でき、クラッチtoクラッチ制御を行わない変速パターンにはすべて適用可能である。

【0056】

図17は、3速から5速へ変速する場合の他の制御方法を示すタイムチャートである。横軸および縦軸は図16のタイムチャートと同様であり、走行条件も図16で示した条件と同様である。前記変速指令 $S_s$ が変化(a点)した後、前記第1摩擦クラッチ25の押付け力を低下させていくと、図の点線で示すように、a～b間の出力軸トルク $T_{o\_a'}$ は(17)式で表現できる。

【0057】

$$T_{o\_a'} = G_3 \times T_{c1} \quad \dots (17)$$

目標駆動軸トルク  $T_{TqOut}$  から推定した変速後のエンジントルクを  $T_{e'}$  とすれば、変速後の出力軸トルク  $T_{o\_f'}$  は (18) 式となる。

【0058】

$$T_{o\_f'} = G5 \times T_{e'} \quad \dots (18)$$

よって、a～b間における第2モータ30のトルク  $T_{m2}$  は (19), (20) 式のように設定する。

(i)  $G3 \times T_{c1} > G5 \times T_{e'}$  のとき

$$T_{m2} = 0 \quad \dots (19)$$

(ii)  $G3 \times T_{c1} \leq G5 \times T_{e'}$  のとき

$$\begin{aligned} T_{m2} &= (T_{o\_a'} - T_{o\_f'}) / G2 \\ &= (G5 \times T_{e'} - G3 \times T_{c1}) / G2 \quad \dots (20) \end{aligned}$$

また、前記第1クラッチ25が解放されると、図の点線で示すように前記エンジン1のトルクは前記出力軸27に伝達されなくなるので、b～e間においては第2モータ30のトルク  $T_{m2}$  を (21) 式のように設定する。

【0059】

$$T_{m2} = G5 \times T_{e'} / G2 \quad \dots (21)$$

さらに、解放された前記第1クラッチ25が徐々に締結されるe～f間では、図の点線で示すように出力軸27のトルクは (22) 式となる。

【0060】

$$T_{o\_e'} = G5 \times T_{c1} \quad \dots (22)$$

よって、第2モータ30のトルクは (23) 式のように設定して前記出力軸27のトルク低下分を補正する。

【0061】

$$\begin{aligned} T_{m2} &= (T_{o\_f'} - T_{o\_e'}) / G2 \\ &= G5 \times (T_{e'} - T_{c1}) / G2 \quad \dots (23) \end{aligned}$$

(17)～(23)式から、前記第2モータ30による制御を行った場合の出力軸トルク  $T_o$  は (24), (25) 式で表現できる。

(i)  $G3 \times T_{c1} > G5 \times T_{e'}$  のとき

$$T_o = G3 \times T_{c1} \quad \dots (24)$$

(ii)  $G3 \times T_{c1} \geq G5 \times T_{e'}$  のとき

$$\begin{aligned} T_o &= G3 \times T_{c1} + G2 \times T_{m2} \\ &= G5 \times T_{e'} \end{aligned} \quad \dots (25)$$

(24), (25) 式からわかるように、a～b間では出力軸トルク  $T_o$  を滑らかに低下させ、b～f間では前記出力軸 27 のトルク低下分を補正することができる。また、変速制御に使用するモータ（第2モータ 30）から出力軸までの間に複数の変速段を介しているため、前述の特開平 1 1 - 3 1 3 4 0 4 号公報に記載されている出力軸にモータを接続した場合と比較して、モータの最大トルクを小さくでき、モータの小型、軽量化が可能となり、燃費を低減することが可能となる。なお、前述のモータによるトルク低下補正制御は前記第2入力軸 24 の歯車列をハブスリーブ 6、ハブスリーブ 14 により切り換える場合も第1モータを用いて同様に実現でき、クラッチ  $t_o$  クラッチ制御を行わない変速パターンにはすべて適用可能である。

#### 【0062】

図 18 は、第1摩擦クラッチ 25 を解放せずに3速から5速へ変速する場合の制御方法を示すタイムチャートである。横軸および縦軸は図 16、図 17 のタイムチャートと同様であり、走行条件も図 16、図 17 で示した条件と同様である。前記変速指令  $S_s$  が変化（a点）した後、図 17 と同様に前記ハブスリーブ 9 をギア 35 からギア 39 に切り換えて変速を行うため、一時的にエンジントルク  $T_e$  を減少させる。これは前記ハブスリーブ 9 へトルクが生じている場合、ギア 35 から前記ハブスリーブ 9 を解放するのが困難なためである。また、ギア 35 から前記ハブスリーブ 9 が解放されると、第1モータトルク  $T_{m1}$  を減少させ、図 16 と同様に第1入力軸 23 の回転数を制御してギア 39 への変速を実行する。上記変速時は、図の点線で示すように、前記エンジン 1 から前記出力軸 27 へのトルク伝達が中断されるため、図の実線で示すように前記第2モータのトルクを増加させ、前記出力軸 27 のトルク低下分を補正する。この第2モータトルク  $T_{m2}$  の増加頻度は変速中のみであるため、燃費への影響はごくわずかである。図の a～b間においては、前記ハブスリーブ 9 がギア 35 から解放される時間  $t_{d3}$  を考慮して、前記第2モータ 30 のトルクの立上り時間  $t_{m2\_u}$  を

(26) 式のように関数  $g$  で設定し、前記第 2 モータ 30 のトルクを (27) 式で示す値まで立ち上げる。

【0063】

$$t_{m2\_u} = g(t_{d3}) \quad \dots (26)$$

$$T_{m2} = G5 \times T_{e'} / G2 \quad \dots (27)$$

ここで、 $T_{e'}$  は目標駆動軸トルク  $T_{TqOut}$  から推定した変速後のエンジントルクであり、 $G5$  は 5 速の変速比である。図の  $b \sim c$  間においては、(27) 式で示した第 2 モータトルク  $T_{m2}$  の値を保持し、変速中の前記出力軸 27 のトルク低下分を補正する。図の  $c \sim d$  間においては、前記ハブスリーブ 9 がギア 39 へ締結する時間  $t_{d5}$  を考慮して、前記第 2 モータ 30 のトルクの立ち下がり時間  $t_{m2\_d}$  を (28) 式のように関数  $h$  で設定し、前記第 2 モータ 30 のトルクをゼロまで低下させる。

【0064】

$$t_{m2\_d} = h(t_{d5}) \quad \dots (28)$$

以上説明したように、変速中は (26) ～ (28) 式にしたがい、前記第 2 モータ 30 を制御することで、変速中のトルク低下分を補正できる。また、図 17 で説明した場合と同様、変速制御に使用するモータ (第 2 モータ 30) から出力軸までの間に複数の変速段を介しているため、出力軸にモータを接続した場合と比較して、モータの最大トルクを小さくでき、モータの小型、軽量化が可能となり、燃費を低減することが可能となる。なお、前述のモータによるトルク低下補正制御は前記第 2 入力軸 24 の歯車列をハブスリーブ 6、ハブスリーブ 14 により切り換える場合も第 1 モータを用いて同様に実現でき、クラッチ  $t$  o クラッチ制御を行わない変速パターンにはすべて適用可能である。

【0065】

図 19 は本発明の他の実施形態に係る自動車システムの構成である。

【0066】

エンジン 1 には吸入空気量を制御する電子制御スロットル 43 とエンジン回転数  $N_e$  を計測するエンジン回転数センサ 44 が取付けられている。

【0067】

エンジン出力軸 1 9 と歯車式変速機 1 0 0 b の第 1 入力軸 2 3 の間には第 1 摩擦クラッチ 2 5 を設け、エンジン 1 の動力を第 1 入力軸 2 3 に伝達可能にする。同様に、前記エンジン出力軸 1 9 と歯車式変速機 1 0 0 の第 2 入力軸 2 4 の間には第 2 摩擦クラッチ 2 6 を設け、エンジン 1 の動力を第 2 入力軸 2 4 に伝達可能にする。また、前記第 1 入力軸 2 3 は中空構造になっており、前記第 2 入力軸 2 4 は前記第 1 入力軸 2 3 の中空部を貫通する構成となっているため、前記第 1 入力軸 2 3 は前記第 2 入力軸に対して回転自在に支持されている。

## 【 0 0 6 8 】

前記第 1 入力軸 2 3 には、ギア 1 9 0 1、ギア 3 1 b、ギア 3 5 b およびギア 3 9 b が一体となって取付けられており、前記ギア 1 9 0 1 は第 1 入力軸回転数 N i 1 検出器としても利用し、センサ 4 5 b によってギア 1 9 0 1 の回転を検出することにより第 1 入力軸 2 3 の回転数を検出可能にする。また、前記第 2 入力軸 2 4 には、ギア 1 9 0 4、ギア 3 3 b、ギア 3 7 b およびギア 4 1 b が一体となって取付けられており、前記ギア 1 9 0 4 は第 2 入力軸回転数 N i 2 検出器としても利用し、センサ 4 6 b によってギア 1 9 0 4 の回転を検出することにより第 2 入力軸 2 4 の回転数を検出可能にする。

## 【 0 0 6 9 】

第 1 モータ出力軸 1 9 0 3 にはギア 1 9 0 2 が取付けられている。前記ギア 1 9 0 2 は前記ギア 1 9 0 1 と常時噛み合しており、第 1 モータ 2 9 のトルクを前記第 1 入力軸 2 3 に伝達することが可能である。

## 【 0 0 7 0 】

第 2 モータ出力軸 1 9 0 6 にはギア 1 9 0 5 が取付けられている。前記ギア 1 9 0 5 は前記ギア 1 9 0 4 と常時噛み合しており、第 2 モータ 3 0 のトルクを前記第 2 入力軸 2 4 に伝達することが可能である。

## 【 0 0 7 1 】

出力軸 2 7 にはギア 1 9 2 2 と、噛み合い歯車 1 9 0 8 とシンクロナイザ 1 9 0 9 を備えたギア 3 2 b と、噛み合い歯車 1 9 1 0 とシンクロナイザ 1 9 1 1 を備えたギア 3 6 b と、噛み合い歯車 1 9 1 3 とシンクロナイザ 1 9 1 4 を備えたギア 4 0 b と、噛み合い歯車 1 9 1 5 とシンクロナイザ 1 9 1 6 を備えたギア 3 4 b

と、噛み合い歯車 1 9 1 8 とシンクロナイザ 1 9 1 9 を備えたギア 3 8 b と、噛み合い歯車 1 9 2 0 とシンクロナイザ 1 9 2 1 を備えたギア 4 2 b と、前記出力軸 2 7 とギア 3 2 b あるいはギア 3 6 b とを直結するハブスリーブ 1 9 0 7 と、前記出力軸 2 7 とギア 4 0 b あるいはギア 3 4 b とを直結するハブスリーブ 1 9 1 2 と、前記出力軸 2 7 とギア 3 8 b あるいはギア 4 2 b とを直結するハブスリーブ 1 9 1 7 が前記出力軸 2 7 に対し回転自在に取付けられている。前記ギア 1 9 2 2 は出力軸回転数 N o 検出器としても利用し、センサ 4 7 b によってギア 1 9 2 2 の回転を検出することにより出力軸 2 7 の回転数を検出可能にする。ギア 3 2 b, ギア 3 6 b, ギア 4 0 b, ギア 3 4 b, ギア 3 8 b およびギア 4 2 b には前記出力軸 2 7 の軸方向に移動しないようストッパー（図示せず）を設けている。また、前記ハブスリーブ 1 9 0 7, ハブスリーブ 1 9 1 2 およびハブスリーブ 1 9 1 7 の内側には前記出力軸 2 7 の複数の溝（図示せず）と噛み合う溝（図示せず）を設けることにより、前記ハブスリーブ 1 9 0 7, ハブスリーブ 1 9 1 2 およびハブスリーブ 1 9 1 7 は、前記出力軸 2 7 の軸方向には相対移動を可能にするが、回転方向への移動は制限するように出力軸 2 7 に係合している。したがって、前記ハブスリーブ 1 9 0 7, ハブスリーブ 1 9 1 2 およびハブスリーブ 1 9 1 7 に伝達されたトルクは前記出力軸 2 7 に伝達される。

#### 【 0 0 7 2 】

前記ギア 3 2 b あるいはギア 3 6 b からのトルクを前記ハブスリーブ 1 9 0 7 に伝達するためには、前記ハブスリーブ 1 9 0 7 を前記出力軸 2 7 の軸方向に移動させ、シンクロナイザ 1 9 0 9, 噛み合い歯車 1 9 0 8 あるいはシンクロナイザ 1 9 1 1, 噛み合い歯車 1 9 1 0 を介して前記ハブスリーブ 1 9 0 7 とギア 3 2 b あるいはギア 3 6 b とを直結する必要がある。同様に、前記ギア 4 0 b あるいはギア 3 4 b からのトルクを前記ハブスリーブ 1 9 1 2 に伝達するためには、前記ハブスリーブ 1 9 1 2 を前記出力軸 2 7 の軸方向に移動させ、シンクロナイザ 1 9 1 4, 噛み合い歯車 1 9 1 3 あるいはシンクロナイザ 1 9 1 6, 噛み合い歯車 1 9 1 5 を介して前記ハブスリーブ 1 9 1 2 とギア 4 0 b あるいはギア 3 4 b とを直結する必要がある。また、前記ギア 3 8 b あるいはギア 4 2 b からのトルクを前記ハブスリーブ 1 9 1 7 に伝達するためには、前記ハブスリーブ

1 9 1 7 を前記出力軸 2 7 の軸方向に移動させ、シンクロナイザ 1 9 1 9, 噛み合い歯車 1 9 1 8 あるいはシンクロナイザ 1 9 2 1, 噛み合い歯車 1 9 2 0 を介して前記ハブスリーブ 1 9 1 7 とギア 3 8 b あるいはギア 4 2 b とを直結する必要がある。

## 【 0 0 7 3 】

前記出力軸 2 7 には差動装置 2 8 が接続されており、前記出力軸 2 7 のトルクは差動装置 2 8, 車両駆動軸 2 を介してタイヤ 4 8 まで伝達される。

## 【 0 0 7 4 】

図 1 9 に示す本発明の実施例ではギア 3 1 b, ギア 3 2 b から成る歯車列を 1 速, ギア 4 1 b, ギア 4 2 b から成る歯車列を 2 速, ギア 3 5 b, ギア 3 6 b から成る歯車列を 3 速, ギア 3 7 b, ギア 3 8 b から成る歯車列を 4 速, ギア 3 9, ギア 4 0 から成る歯車列を 5 速, ギア 3 3 b, ギア 3 4 b から成る歯車列を 6 速の変速段とする。

## 【 0 0 7 5 】

このように 2 つの入力軸の一方を中空構造とすることで、変速機の小型化が可能になる。また、ドッグクラッチの数も低減することができ、動力伝達系の低コスト化が図れる。

## 【 0 0 7 6 】

次に、図 2 0 を用いて図 1 9 で示したシステムの動作モードの一例を示す。

## 【 0 0 7 7 】

図 2 0 にモータ走行モードにおけるトルク伝達経路を示す。この場合、前記第 1 摩擦クラッチ 2 5 を解放し、かつハブスリーブ 1 9 0 7 をギア 3 2 b に直結して歯車式変速機 1 0 0 b の変速比を 1 速に設定し、前記第 1 モータ 2 9 の駆動力により走行する。このとき、第 1 モータ 2 9 のトルク伝達経路は、図の実線で示すように、第 1 モータ出力軸 1 9 0 3 → ギア 1 9 0 2 → ギア 1 9 0 1 → 第 1 入力軸 2 3 → ギア 3 1 b → ギア 3 2 b → ハブスリーブ 1 9 0 7 → 出力軸 2 7 となっている。なお、前記ハブスリーブ 1 9 0 7 をギア 3 6 b に直結するか、前記ハブスリーブ 1 9 1 2 をギア 4 0 b に直結し、歯車式変速機 1 0 0 の変速比を 3 速あるいは 5 速に設定して走行しても良い。また、前記第 2 摩擦クラッチ 2 6 を解放し

、かつハブスリーブ1917をギア42bに直結して歯車式変速機100の変速比を2速に設定し、前記第2モータ30の駆動力により走行することも可能である。このとき、第2モータ30のトルク伝達経路は、図の点線で示すように、第2モータ出力軸1906→ギア1905→ギア1904→第2入力軸24→ギア41b→ギア42b→ハブスリーブ1917→出力軸27となっている。なお、前記ハブスリーブ1917をギア38bに直結するか、前記ハブスリーブ1912をギア34bに直結し、歯車式変速機100bの変速比を4速あるいは6速に設定して走行しても良い。さらに、目標駆動軸トルク $TTqOut$ が大きい場合には、前記第1モータ29と前記第2モータ30を同時に駆動して走行することが可能である。このとき、前記第1モータ29と前記第2モータ30の双方のトルクが干渉しないよう、前記第1摩擦クラッチ25、前記第2摩擦クラッチ26を共に解放状態にすることが望ましい。

#### 【0078】

以上、図19で示したシステムの動作原理の一例として、図20を用いてモータ走行モードを説明したが、図6～図10で示したオルタネータモード、停車時充電モード、シリーズモード、パラレルモード、シリーズ／パラレル併用モードについても、図19のシステムで実現でき、図11～図18で示した変速時および変速準備時におけるモータ制御に関しても同様に実現できる。

#### 【0079】

##### 【発明の効果】

(a) エンジンと、(b1) 前記エンジンから第1摩擦クラッチを介して動力が伝達される第1入力軸と、(b2) 前記エンジンから第2摩擦クラッチを介して動力が伝達される第2入力軸と、(b3) 前記第1入力軸と出力軸との間および前記第2入力軸と出力軸との間に設けられた複数の歯車列と、(b4) 前記歯車列に設けられた噛み合いクラッチと、を有する歯車式変速機と、(c) 前記第1入力軸に接続された第1モータと、(d) 前記第2入力軸に接続された第2モータと、を備えた自動車の動力伝達装置により、種々の運転モードを実現し、かつ前記モータの小型化が可能のため、動力伝達装置の小型、軽量化による燃費低減と運転性能の両立を図ることができる。



【図面の簡単な説明】

【図 1】

本発明の一実施形態に係る自動車システムの構成図を示す。

【図 2】

図 1 の制御ブロック図を示す。

【図 3】

図 1 の目標駆動軸トルク特性を示す。

【図 4】

図 1 の変速指令特性を示す。

【図 5】

図 1 のモータ走行モードでの動作原理図を示す。

【図 6】

図 1 のオルタネータモードでの動作原理図を示す。

【図 7】

図 1 の停車時充電モードおよびシリーズモードでの動作原理図を示す。

【図 8】

図 1 のパラレルモードでの動作原理図を示す。

【図 9】

図 1 のシリーズ／パラレル併用モードでの動作原理図を示す。

【図 1 0】

図 1 のシリーズ／パラレル併用モードでの他の動作原理図を示す。

【図 1 1】

図 1 のクラッチ to クラッチ変速での動作原理図を示す。

【図 1 2】

図 1 のクラッチ to クラッチ変速における制御方法のタイムチャートを示す。

【図 1 3】

図 1 のクラッチ to クラッチ変速における他の制御方法のタイムチャートを示す。

【図 1 4】

図 1 の変速準備における制御方法のタイムチャートを示す。

【図 1 5】

図 1 のドッグクラッチ切換での動作原理図を示す。

【図 1 6】

図 1 のドッグクラッチ切換時における回転数制御のタイムチャートを示す。

【図 1 7】

図 1 のドッグクラッチ切換時におけるトルク補正制御のタイムチャートを示す。

【図 1 8】

図 1 のドッグクラッチ切換時における他のトルク補正制御のタイムチャートを示す。

【図 1 9】

本発明の他の実施形態に係る自動車システムの構成図である。

【図 2 0】

図 1 9 のモータ走行モードでの動作原理図を示す。

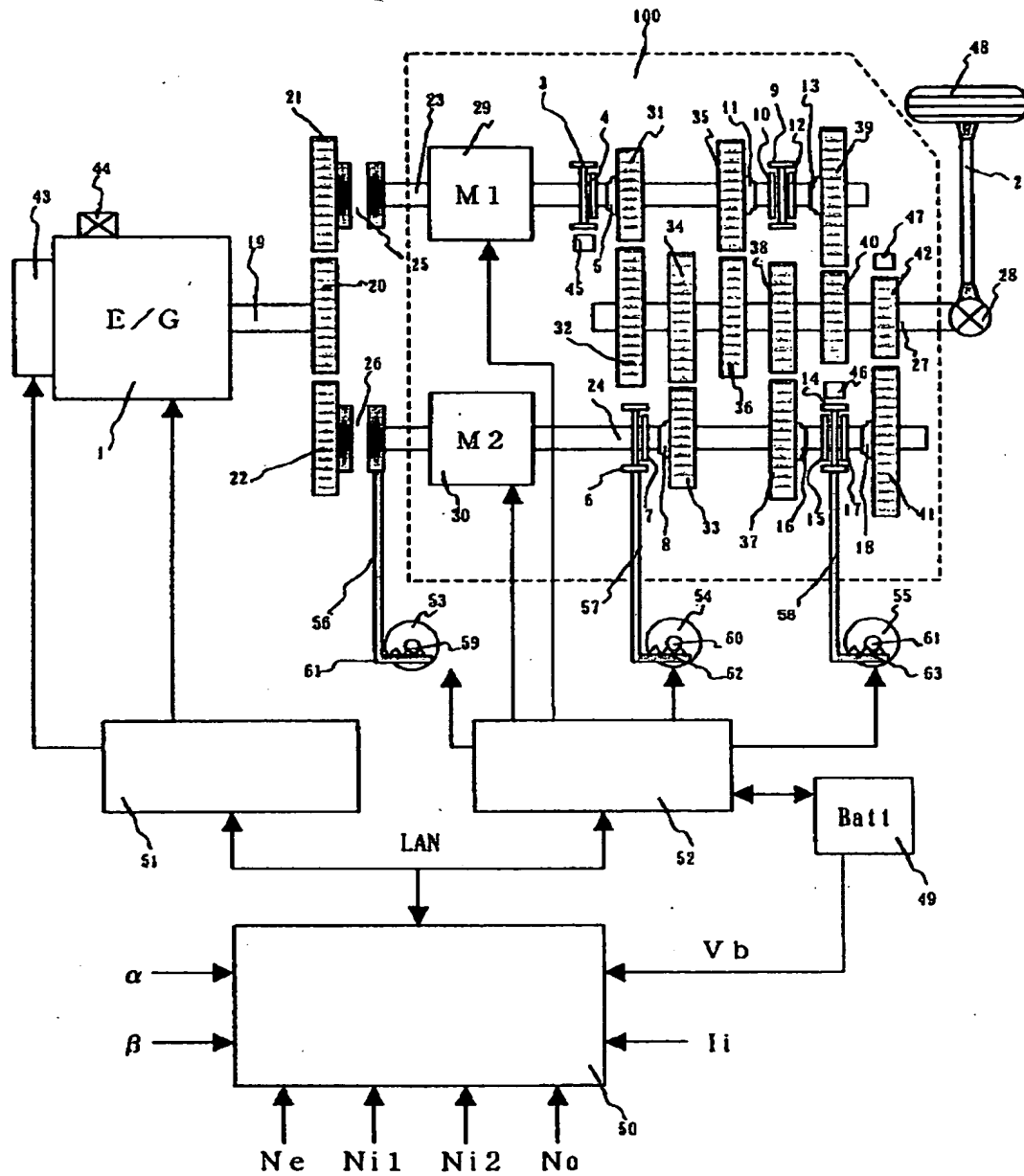
【符号の説明】

1 …エンジン、3, 6, 9, 14 …ハブスリーブ、23 …第1入力軸、24 …第2入力軸、25 …第1摩擦クラッチ、26 …第2摩擦クラッチ、27 …出力軸、29 …第1モータ、30 …第2モータ、31 ~ 42 …ギア、100 …歯車式変速機。

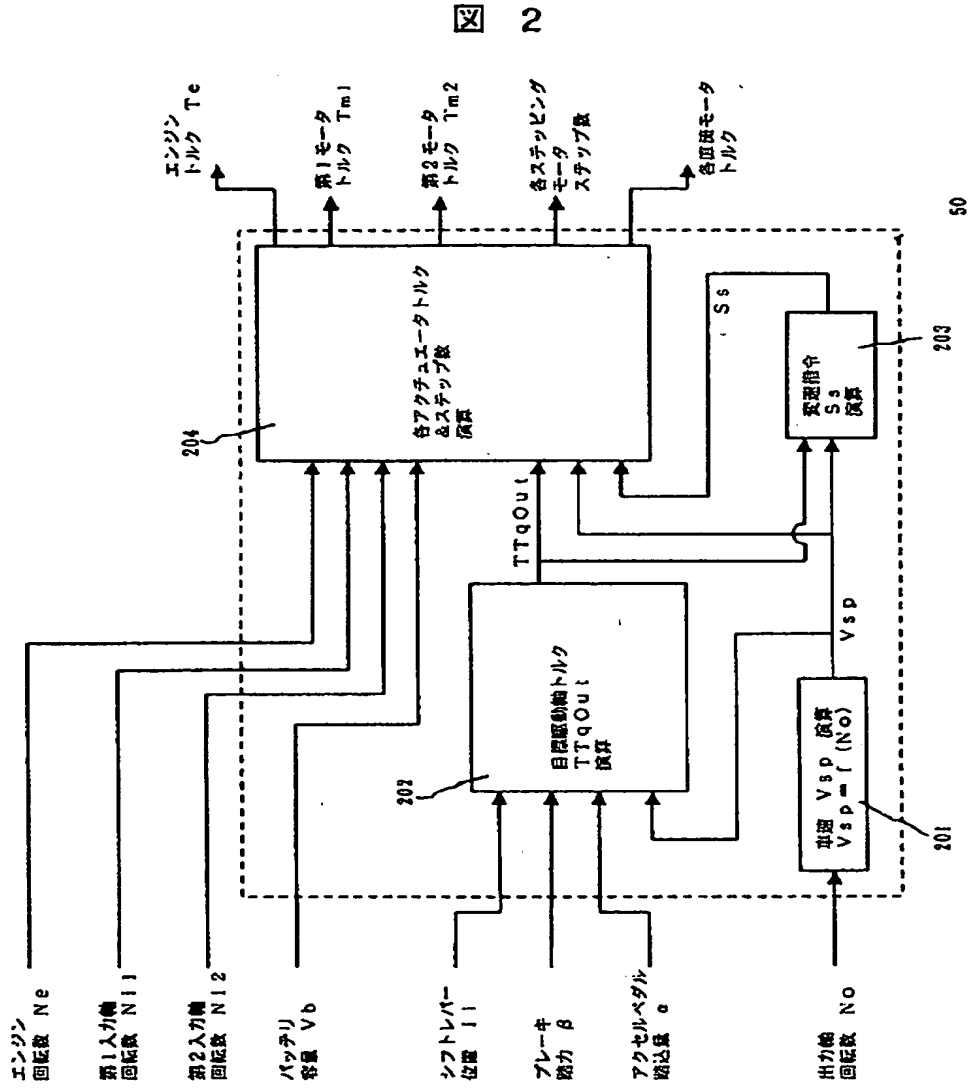
【書類名】 図面

【図1】

図 1

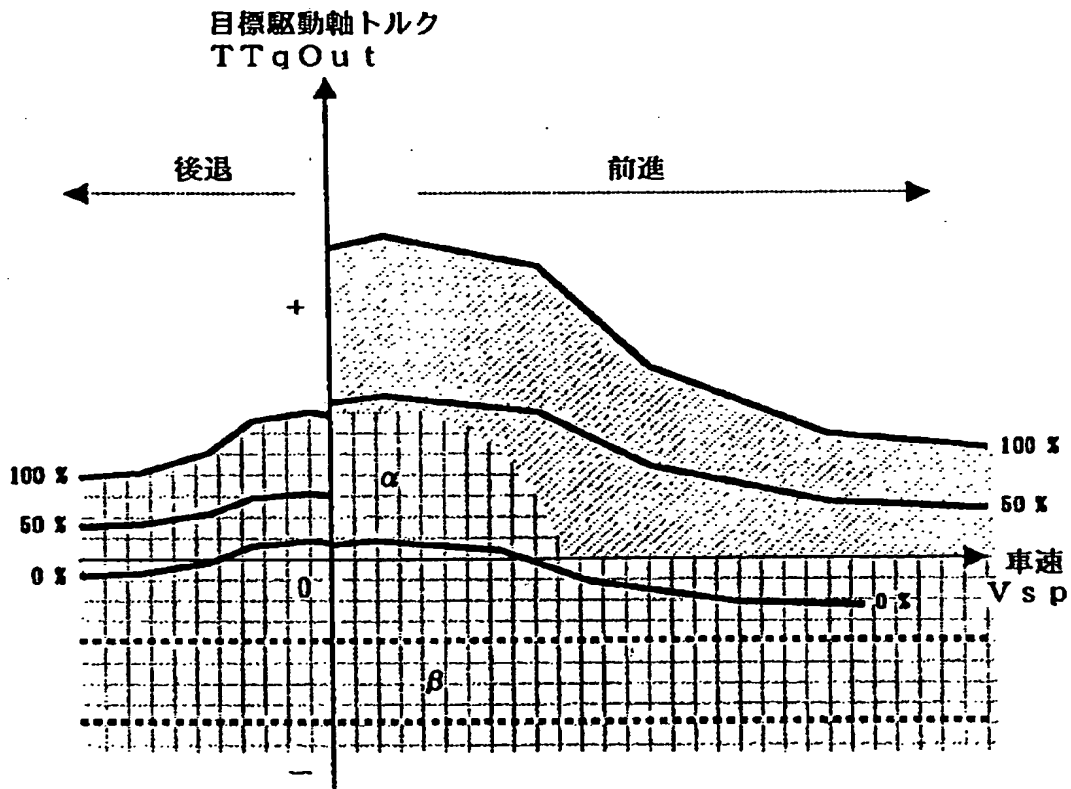


【図2】



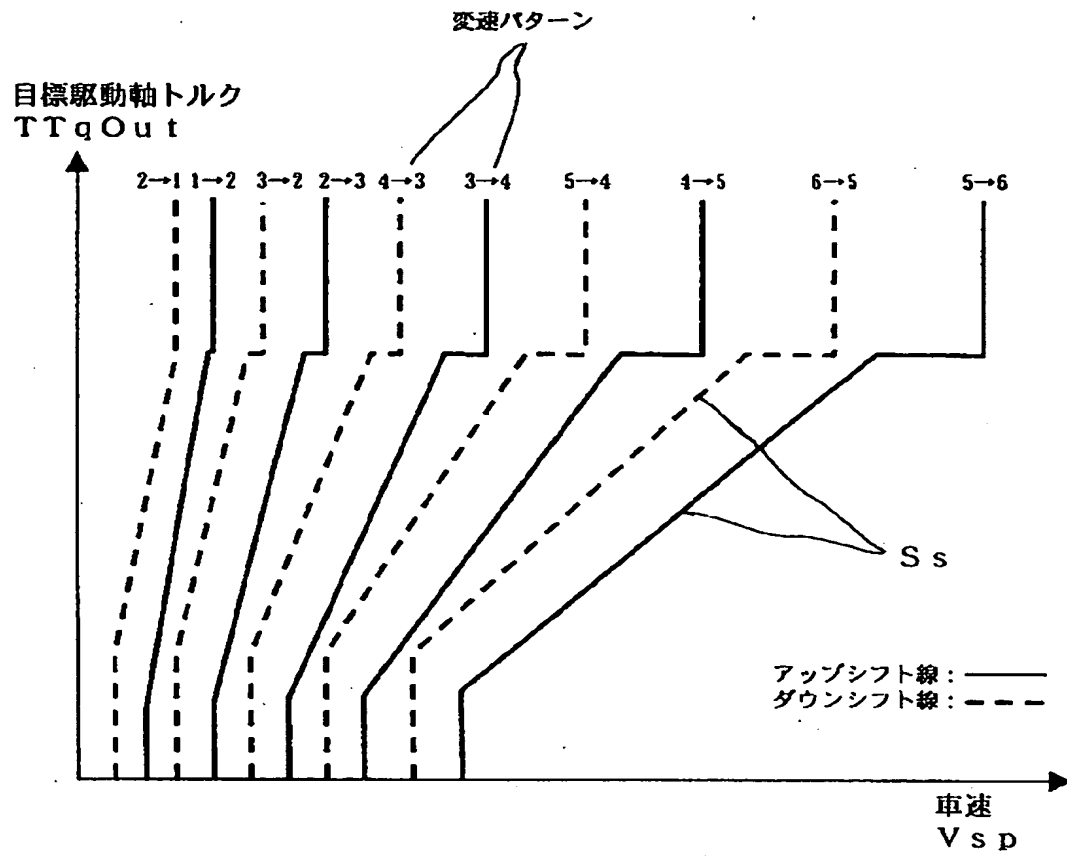
【図 3】

図 3



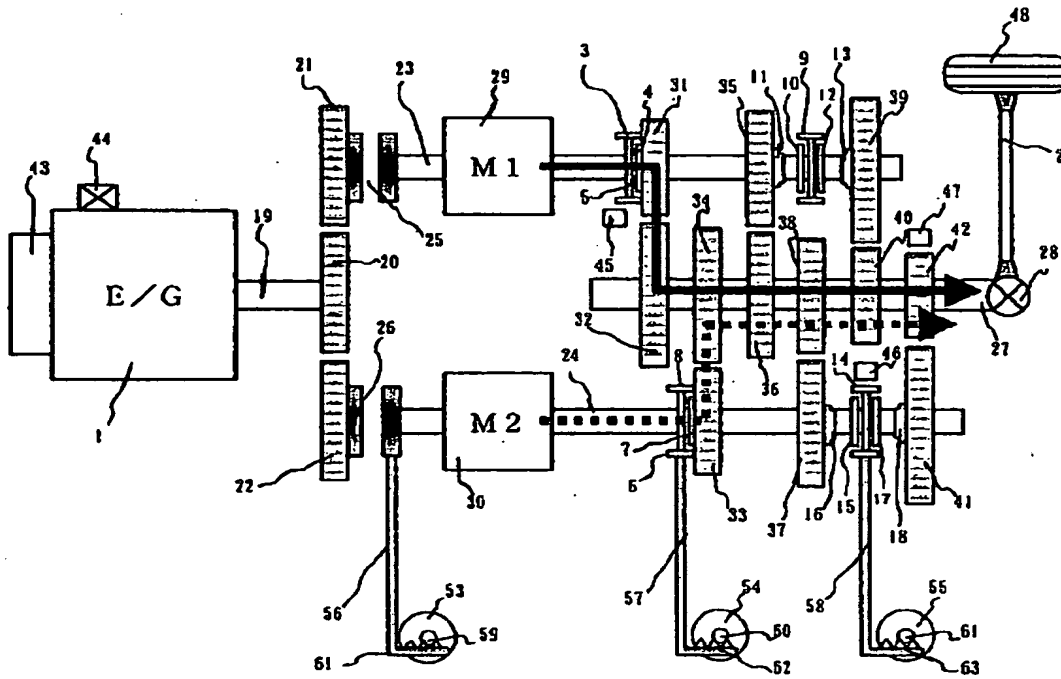
【図 4】

図 4



【図5】

図 5

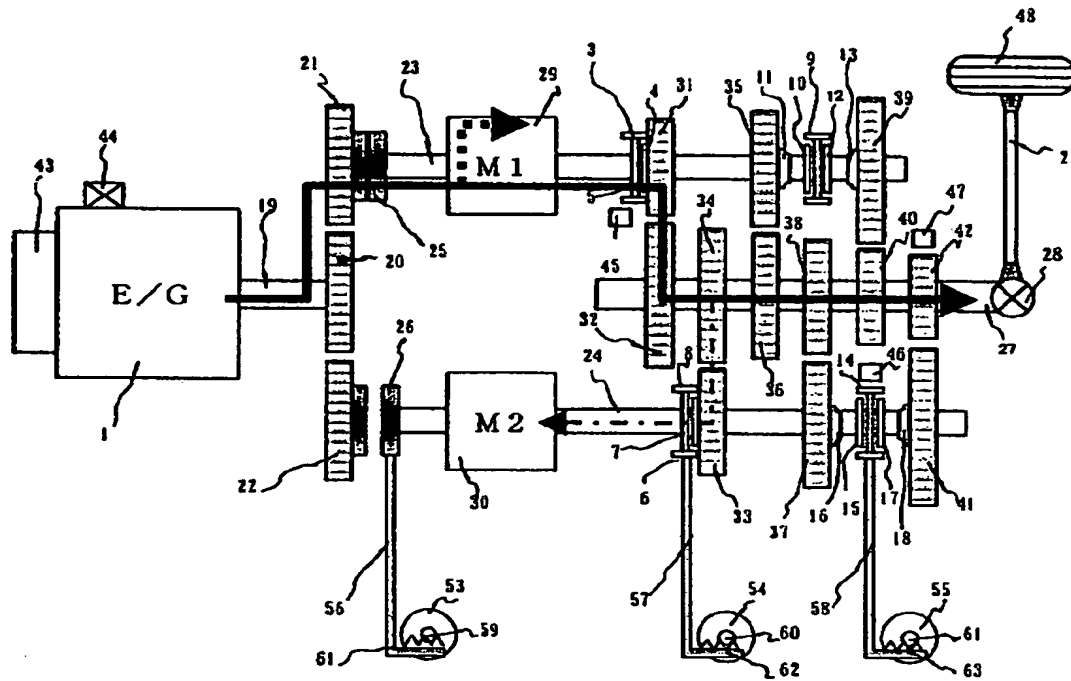


第1モータからのトルク伝達経路：——

第2モータからのトルク伝達経路：.....

【図6】

図 6

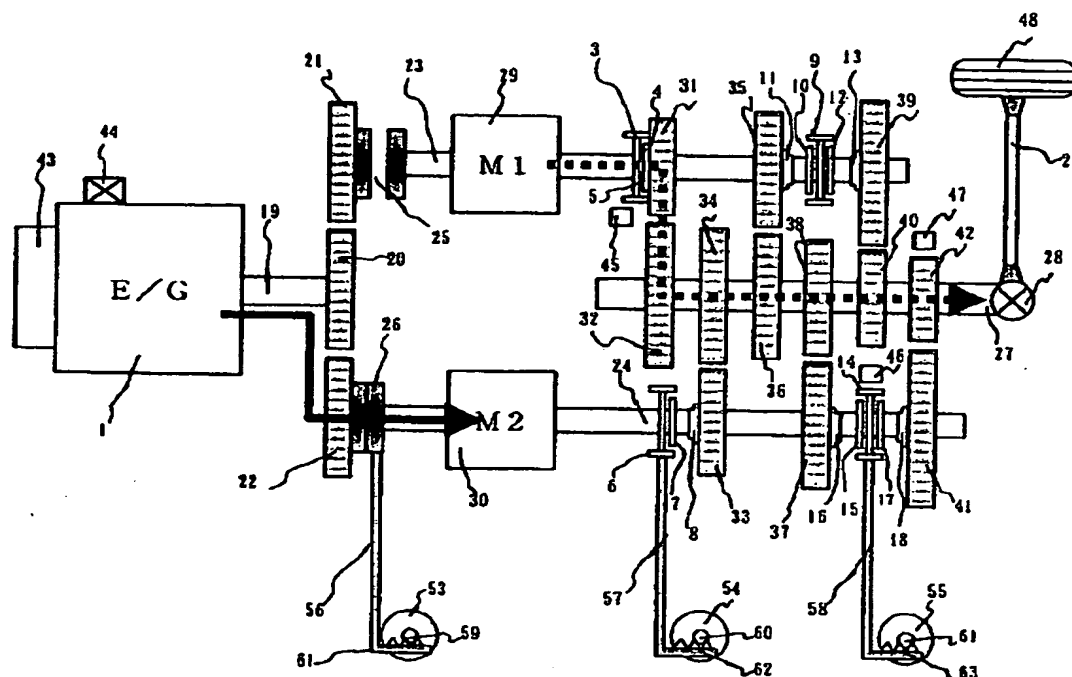


エンジン走行 : —————  
 エンジン動力の一部で第1モータを発電 : .....  
 エンジン動力の一部で第2モータを発電 : - - - - -



【図7】

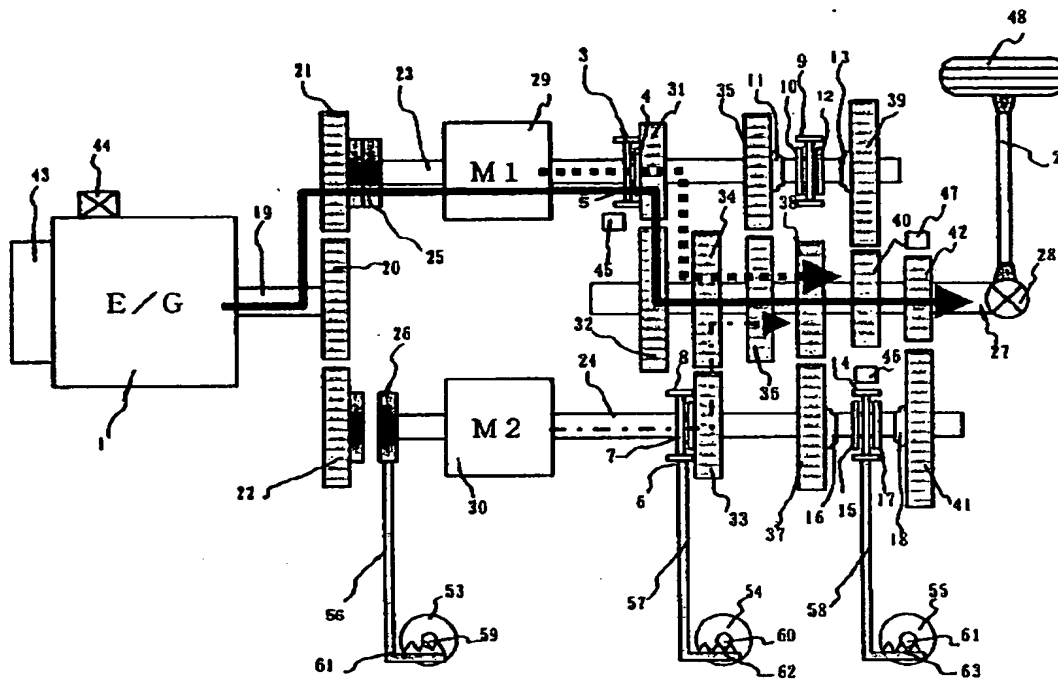
図 7



充電時トルク伝達経路 : —————  
 モータ走行時トルク伝達経路 : .....  
 充電時トルク伝達経路 : —————  
 モータ走行時トルク伝達経路 : .....

【図8】

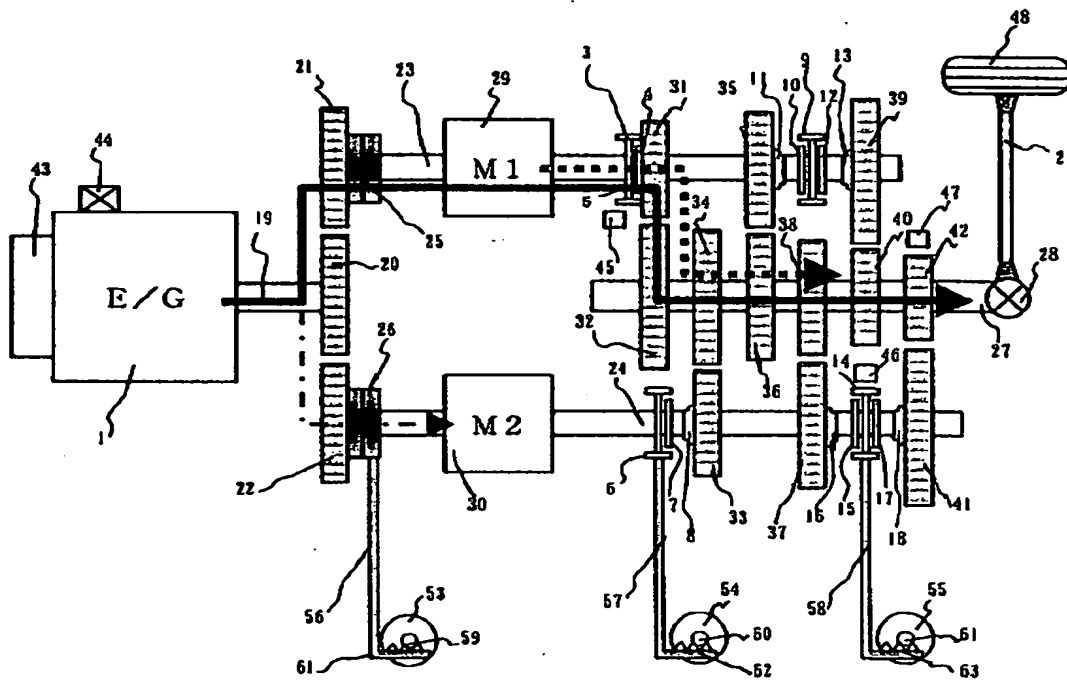
図 8



エンジン走行 : —————  
 第1モータによる加速アシスト : .....  
 第2モータによる加速アシスト : - - - - -

【図9】

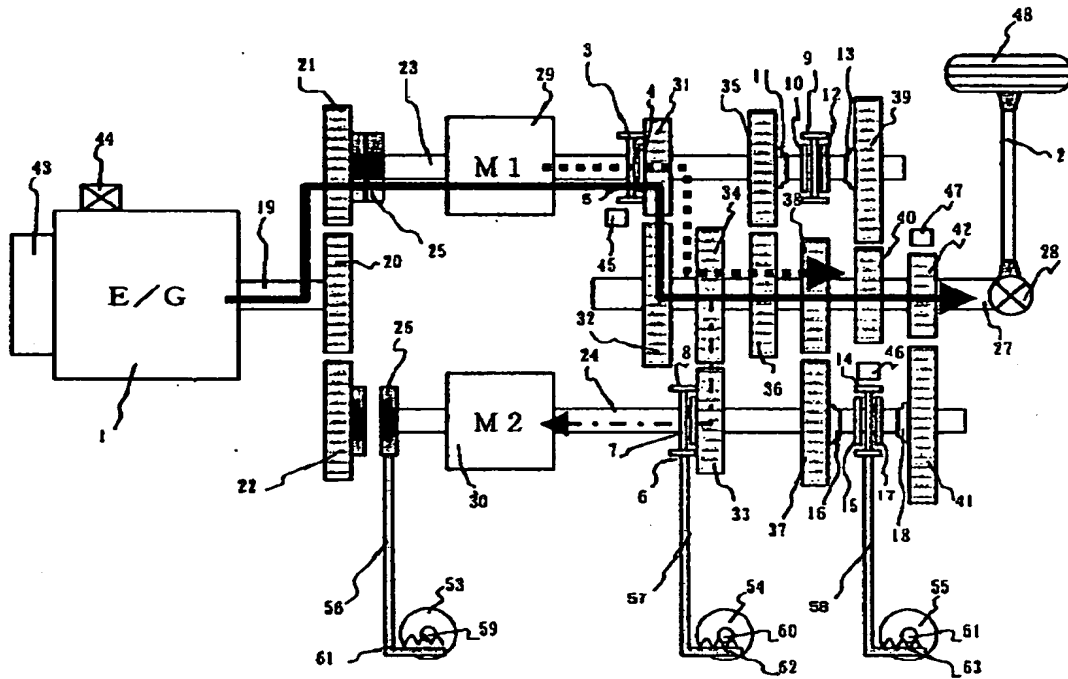
図 9



エンジン走行 : —————  
 エンジン動力の一部で第2モータを発電 : - - - - -  
 第1モータによる加速アシスト : ······

【図 10】

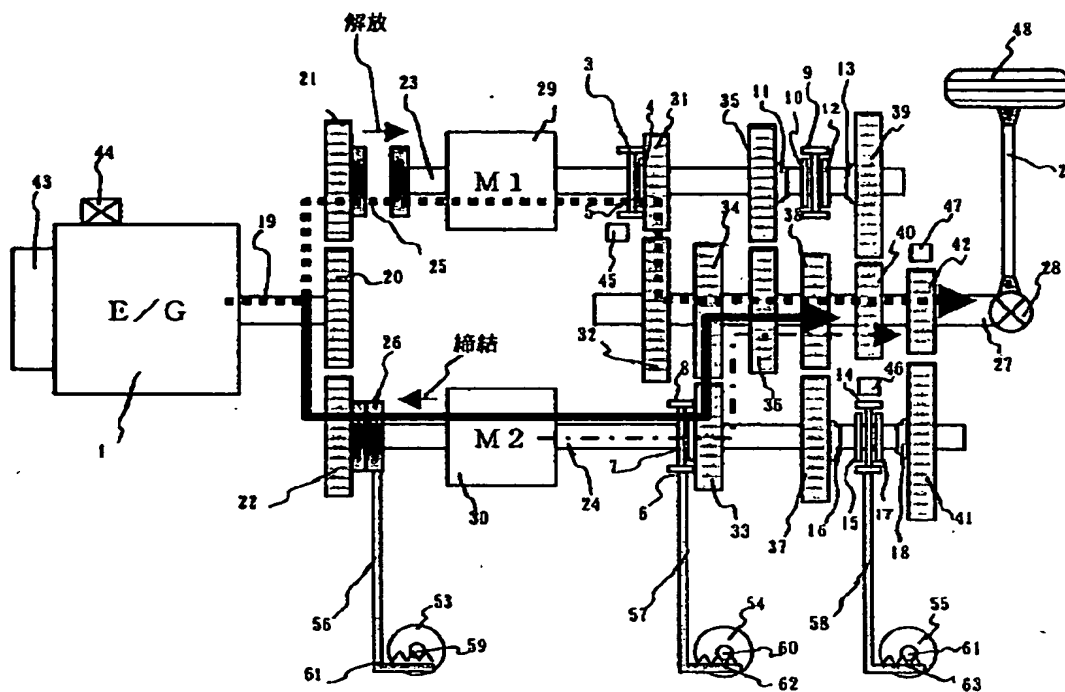
図 10



エンジン走行 : —————  
 エンジン動力の一部で第2モータを発電 : - - - - -  
 第1モータによる加速アシスト : .....

【図 11】

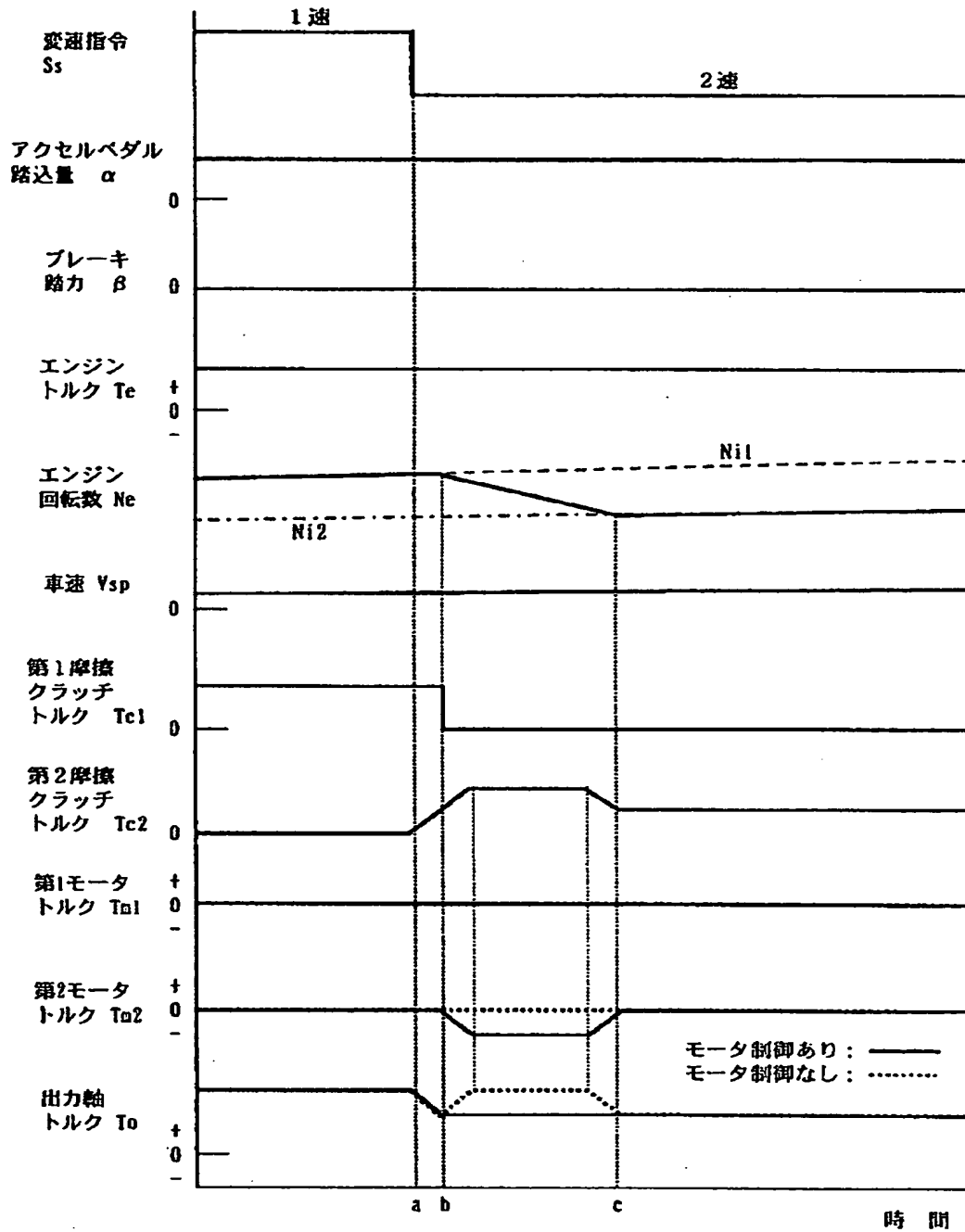
図 11



- 1 速時トルク伝達経路 : .....  
 2 速時トルク伝達経路 : .....  
 第2モータトルク伝達経路 : .....

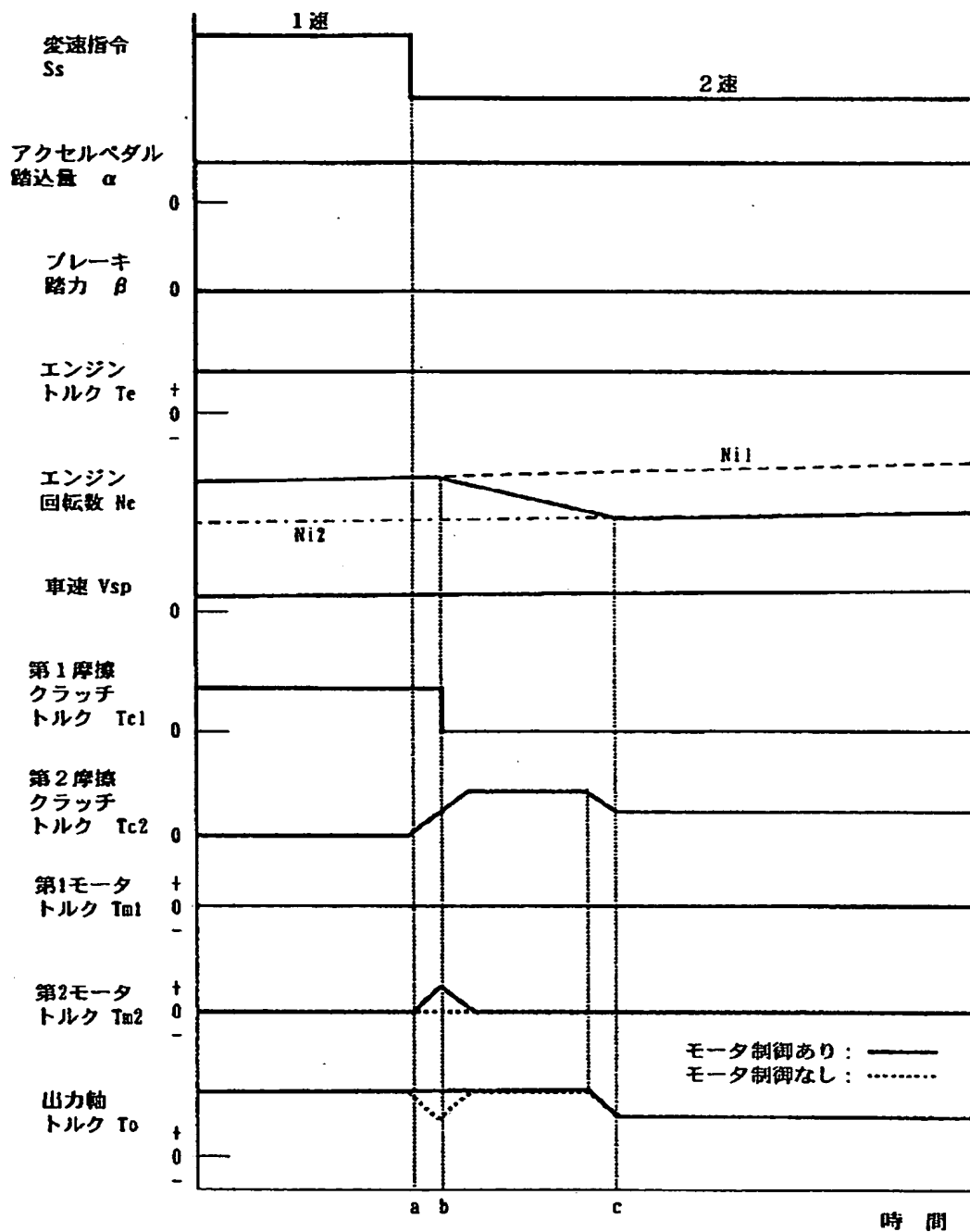
【図 1 2】

図 12



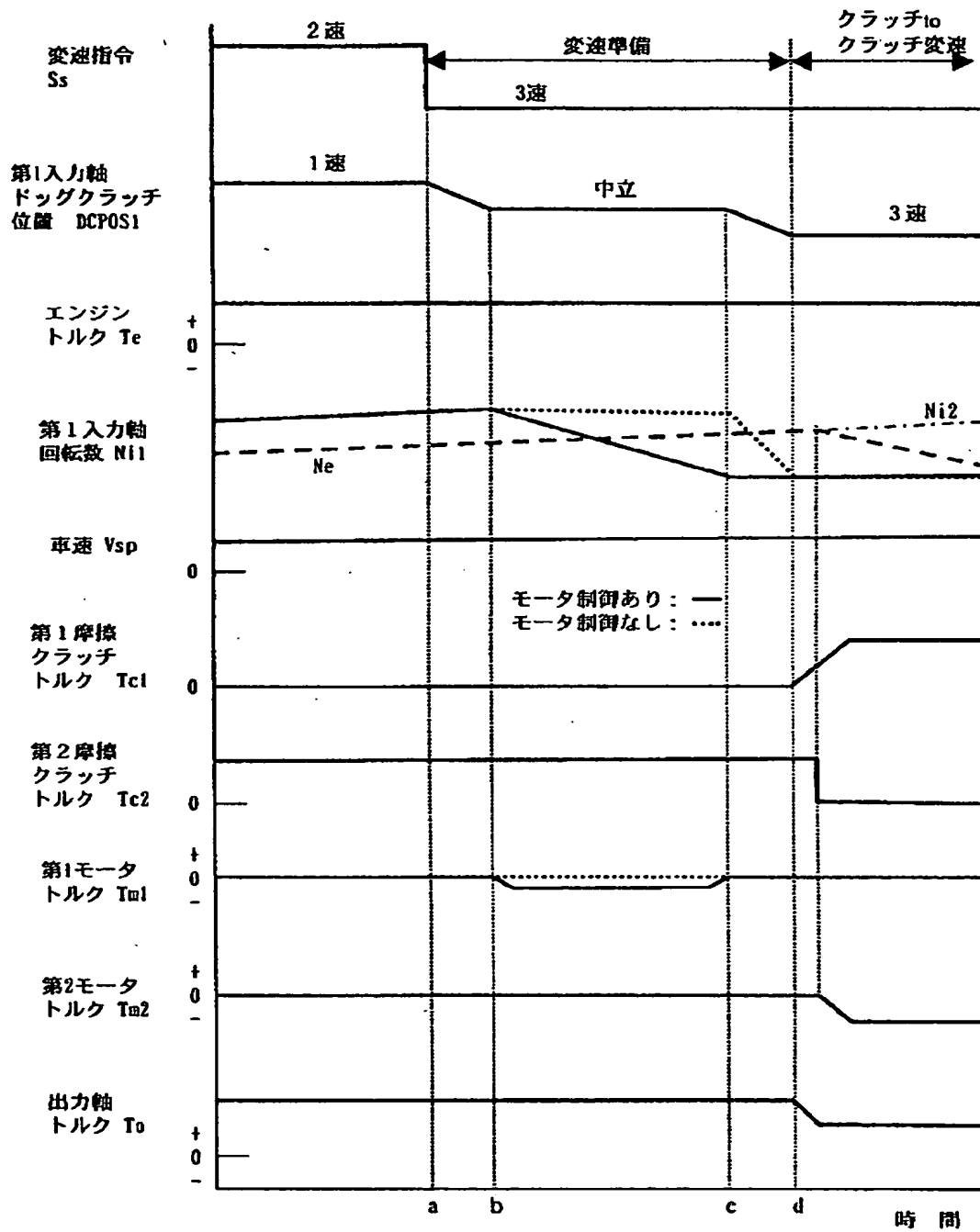
【図13】

図 13



【図 14】

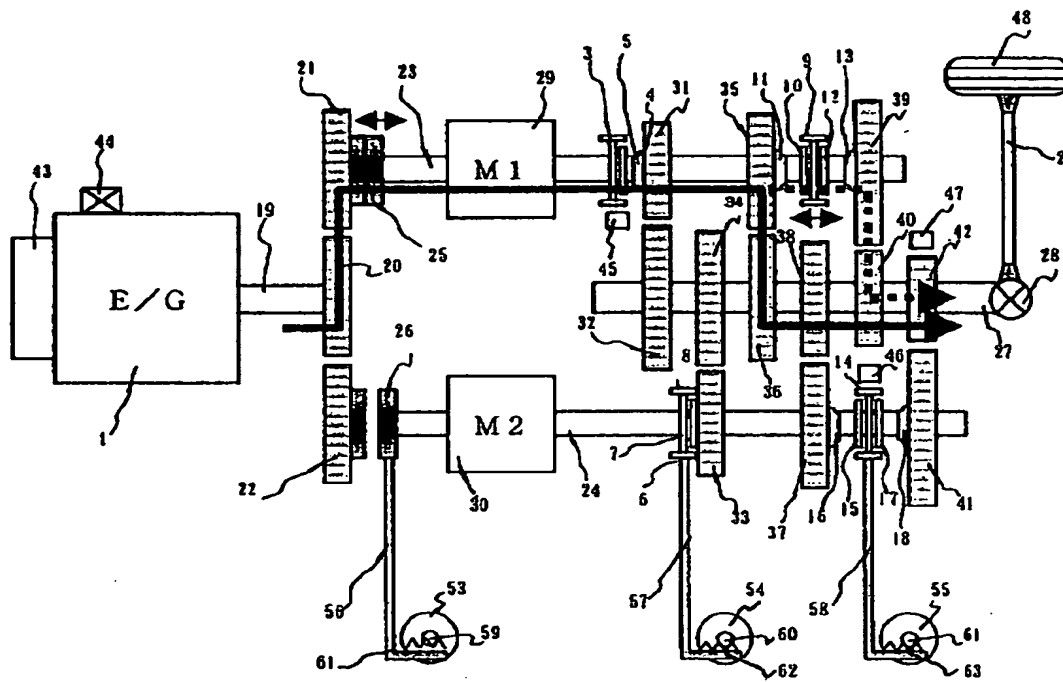
図 14





【図 15】

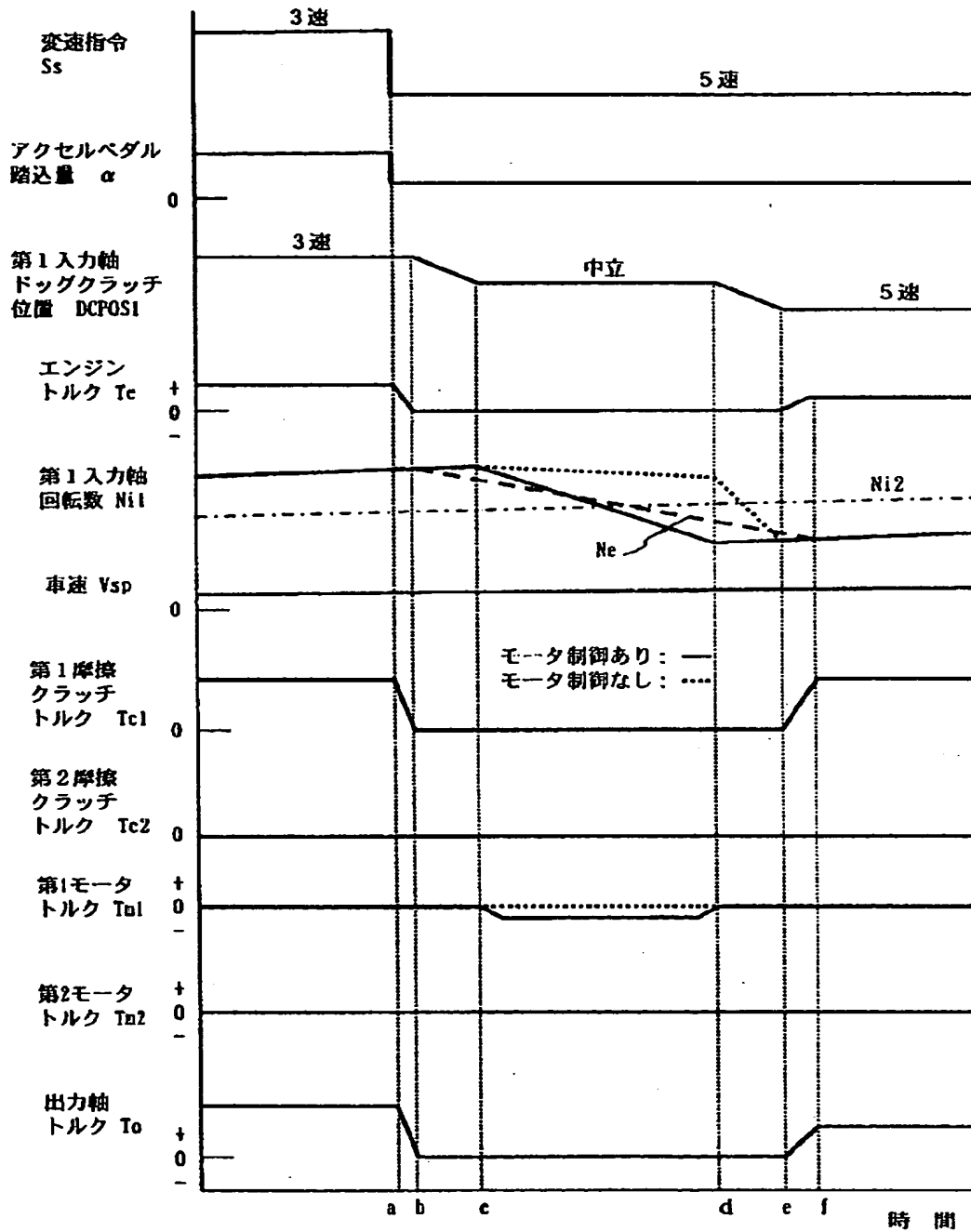
図 15



3速時トルク伝達経路：——  
5速時トルク伝達経路：.....

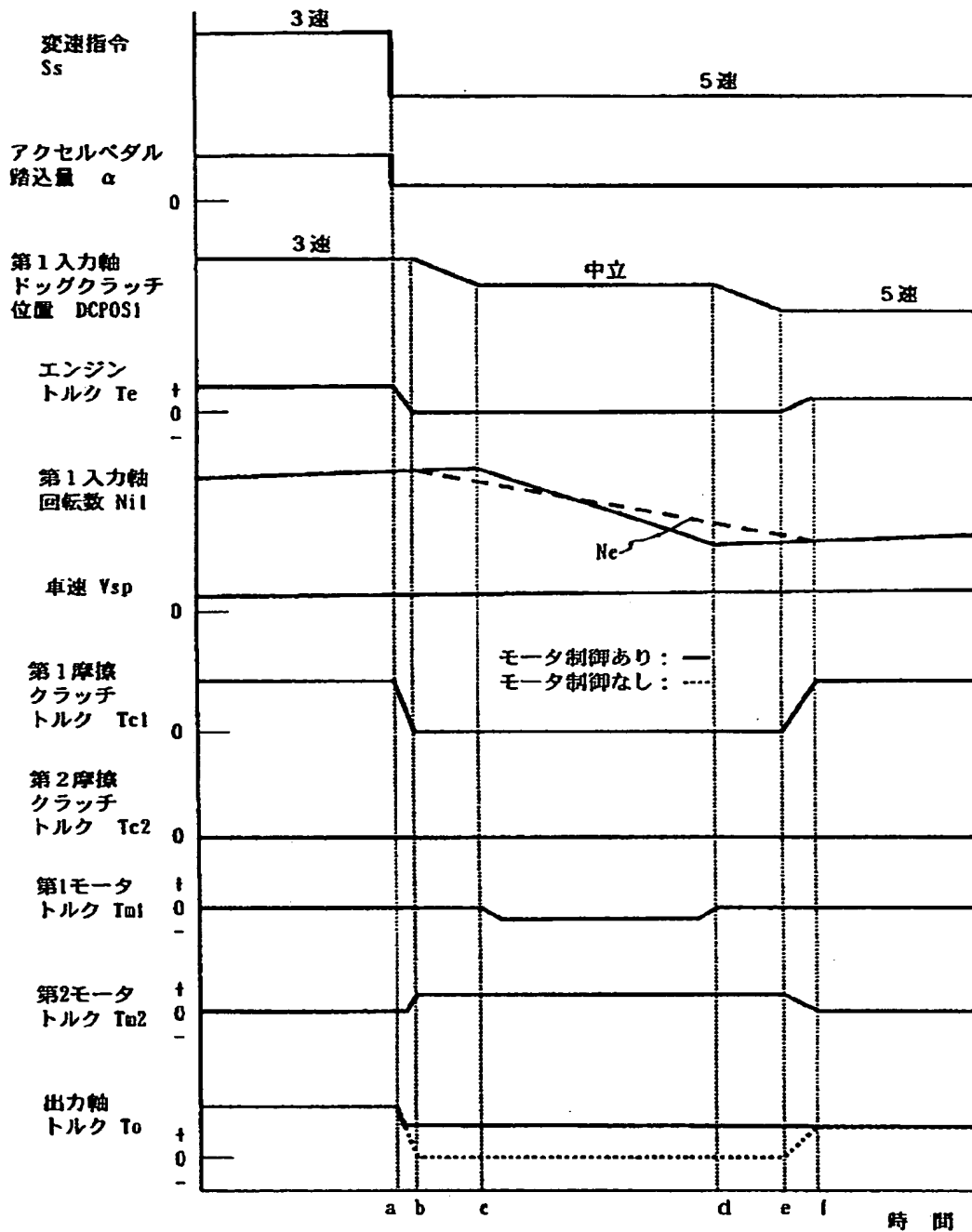
【図 1 6】

図 16



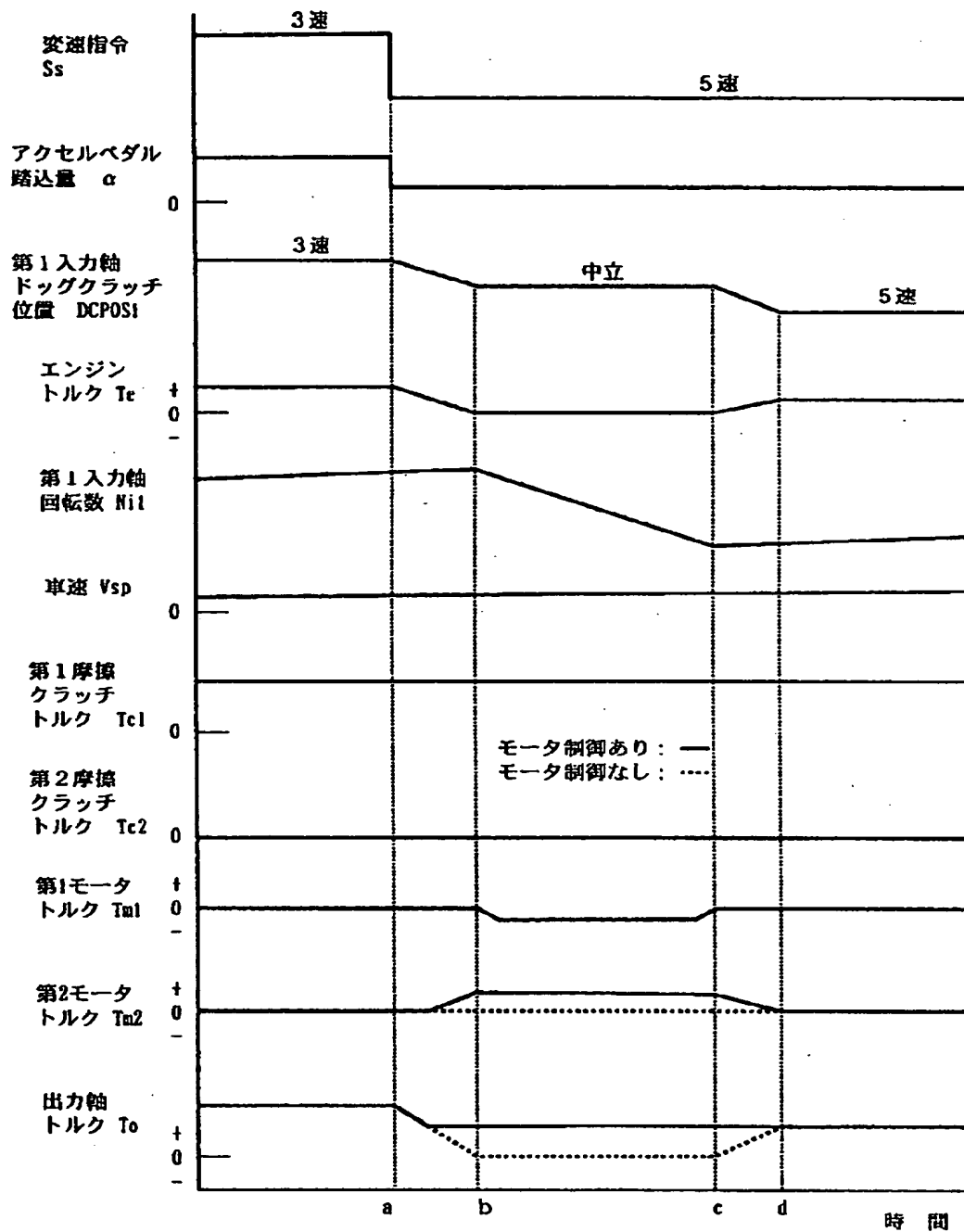
【図17】

図 17



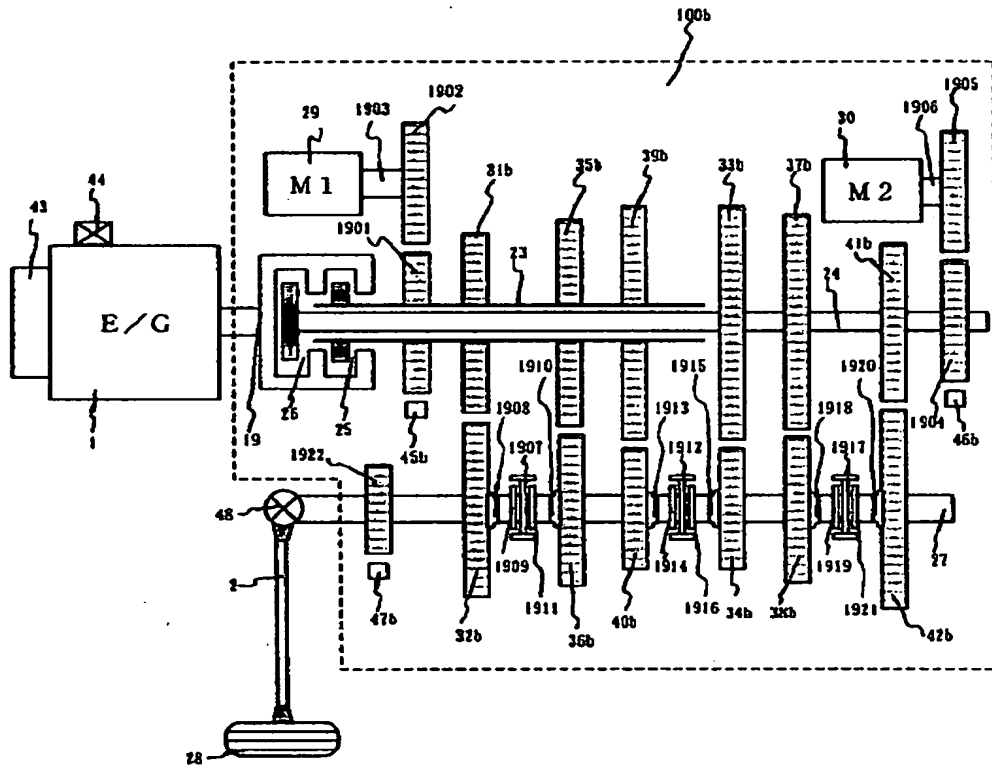
【図 1 8】

図 18



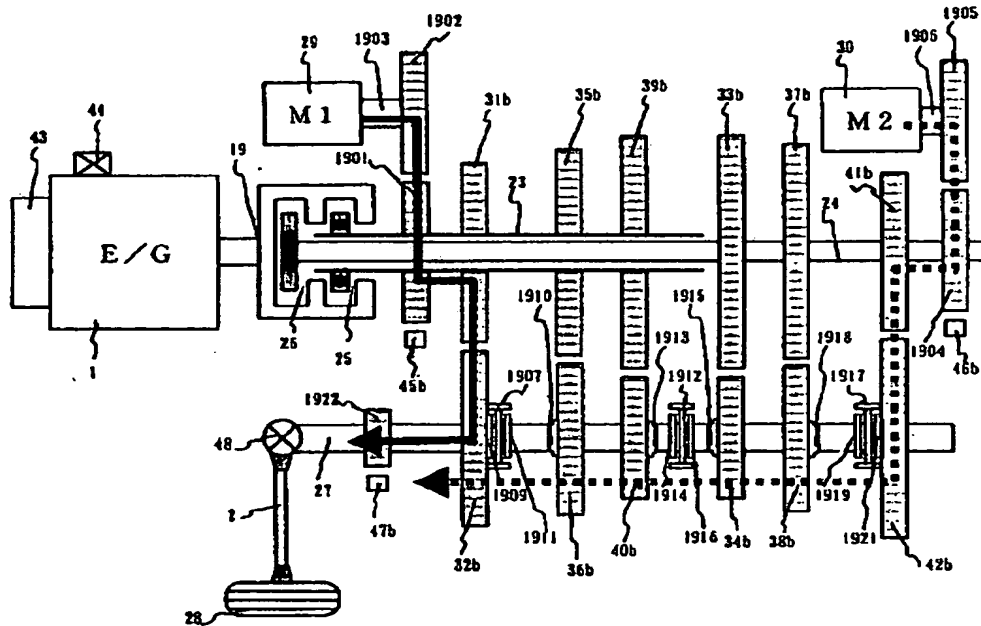
【図19】

図 19



【図 2 0】

図 20



第1モータからのトルク伝達経路：———  
 第2モータからのトルク伝達経路：-----

【書類名】 要約書

【要約】

【課題】

エンジン、歯車式変速機、および複数のモータを備えた自動車の動力伝達装置において、変速中に要求されるモータのトルクを小さくしてモータの小型化を図り、燃費低減と運転性能の両立を図る。

【解決手段】

歯車式変速機100は、エンジン1から第1摩擦クラッチ25を介して動力が伝達される第1入力軸23と、エンジン1から第2摩擦クラッチ26を介して動力が伝達される第2入力軸24と、第1入力軸23と出力軸27との間および第2入力軸24と出力軸27との間に複数の歯車列を有する。第1入力軸23と第2入力軸24にはそれぞれ第1モータ29と第2モータ30が接続されており、上記2つのモータから複数の歯車列を介して出力軸27に動力が伝達される。よって、前記歯車列に設けられた噛み合いクラッチを切り換える際に、要求されるモータの最大トルクを小さくすることができる。

【選択図】 図1

特2001-184205

認定・付加情報

特許出願の番号	特願2001-184205
受付番号	50100880424
書類名	特許願
担当官	第三担当上席 0092
作成日	平成13年 6月20日

<認定情報・付加情報>

【提出日】	平成13年 6月19日
-------	-------------

次頁無



出 願 人 履 歴 情 報

識別番号 [000005108]

1. 変更年月日 1990年 8月31日

[変更理由] 新規登録

住 所 東京都千代田区神田駿河台4丁目6番地  
氏 名 株式会社日立製作所

**This Page is Inserted by IFW Indexing and Scanning  
Operations and is not part of the Official Record**

**BEST AVAILABLE IMAGES**

Defective images within this document are accurate representations of the original documents submitted by the applicant.

Defects in the images include but are not limited to the items checked:

- ☐ BLACK BORDERS
- ☐ IMAGE CUT OFF AT TOP, BOTTOM OR SIDES
- ☒ FADED TEXT OR DRAWING
- ☐ BLURRED OR ILLEGIBLE TEXT OR DRAWING
- ☐ SKEWED/SLANTED IMAGES
- ☐ COLOR OR BLACK AND WHITE PHOTOGRAPHS
- ☐ GRAY SCALE DOCUMENTS
- ☐ LINES OR MARKS ON ORIGINAL DOCUMENT
- ☐ REFERENCE(S) OR EXHIBIT(S) SUBMITTED ARE POOR QUALITY
- ☐ OTHER: \_\_\_\_\_

**IMAGES ARE BEST AVAILABLE COPY.**

**As rescanning these documents will not correct the image problems checked, please do not report these problems to the IFW Image Problem Mailbox.**